

Polish Academy of Sciences
University of Engineering and Economics in Rzeszów
University of Life Sciences in Lublin
Faculty of Production Engineering

MOTROL

COMMISSION OF MOTORIZATION AND ENERGETICS
IN AGRICULTURE

AN INTERNATIONAL JOURNAL
ON OPERATION OF FARM
AND AGRI-FOOD INDUSTRY MACHINERY

Vol. 18, No 5

LUBLIN – RZESZÓW 2016

Editor-in-Chief: *Eugeniusz Krasowski*

Assistant Editor: *Jerzy Grudziński*

Associate Editors

1. Agricultural machinery: *Dmytro Voytiuk*, Kiev, *Mariusz Szymanek*, Lublin
2. Machinery of agri-food industry: *Leszek Mościcki*, Lublin
3. Energetics: *Iliia Nikolenko*, Simferopol, *Janusz Wojdalski*, Warszawa
4. Land management, urban planning, architecture and geodesy: *Karol Noga*, Kraków, *Roman Kadaj*, Rzeszów, *Michał Proksa*, Rzeszów, *Lech Licholaj*, Rzeszów
5. Mathematical, statistics: *Andrzej Kornacki*, Lublin, *Rostislav Bun*, Lviv

Editorial Board

<i>Dariusz Andrejko</i> , Lublin, Poland	<i>Jaromir Mysłowski</i> , Szczecin, Poland
<i>Andrzej Baliński</i> , Kraków, Poland	<i>Ignacy Niedziółka</i> , Lublin, Poland
<i>Volodymyr Bulgakow</i> , Kiev, Ukraine	<i>Stanisław Nikolajenko</i> , Kiev, Ukraine
<i>Zbigniew Burski</i> , Lublin, Poland	<i>Paweł Nosko</i> , Lugansk, Ukraine
<i>Karol Cupiał</i> , Częstochowa, Poland	<i>Gennadij Oborski</i> , Odessa, Ukraine
<i>Aleksandr Dashchenko</i> , Odessa, Ukraine	<i>Yurij Osenin</i> , Lugansk, Ukraine
<i>Kazimierz Dreszer</i> , Lublin, Poland	<i>Marian Panasiewicz</i> , Lublin, Poland
<i>Konstantin Dumenko</i> , Mykolayiv, Ukraine	<i>Sergiej Pastushenko</i> , Mykolayiv, Ukraine
<i>Dariusz Dzik</i> , Lublin, Poland	<i>Iwan Rohowski</i> , Kiev, Ukraine
<i>Stepan Epoyan</i> , Kharkiv, Ukraine	<i>Zinovii Ruzhylo</i> , Kiev, Ukraine
<i>Jan Gliński</i> , Lublin, Poland	<i>Vjacheslav Shebanin</i> , Mykolayiv, Ukraine
<i>Dimitriy Goncharenko</i> , Kharkiv, Ukraine	<i>Povilas A. Sirvydas</i> , Kaunas, Lithuania
<i>Janusz Grzelka</i> , Częstochowa, Poland	<i>Volodymyr Snitynskiy</i> , Lviv, Ukraine
<i>Aleksandr Holubenko</i> , Lugansk, Ukraine	<i>Stanisław Sosnowski</i> , Rzeszów, Poland
<i>L.P.B.M. Jonsen</i> , Groningen, Holland	<i>Henryk Sobczuk</i> , Lublin, Poland
<i>Stepan Kovalyshyn</i> , Lviv, Ukraine	<i>Ludvikas Spokas</i> , Kaunas, Lithuania
<i>Józef Kowalczyk</i> , Lublin, Poland	<i>Andrzej Stępniewski</i> , Lublin, Poland
<i>Volodymyr Kravchuk</i> , Kiev, Ukraine	<i>Michał Sukach</i> , Kiev, Ukraine
<i>Petro Kulikov</i> , Kiev, Ukraine	<i>Aleksandr Sydoruk</i> , Kiev, Ukraine
<i>Elżbieta Kusińska</i> , Lublin, Poland	<i>Beata Ślaska-Grzywna</i> , Lublin, Poland
<i>Andrzej Kusz</i> , Lublin, Poland	<i>Wojciech Tanaś</i> , Lublin, Poland
<i>Janusz Laskowski</i> , Lublin, Poland	<i>Giorgiy F. Tayanowski</i> , Minsk, Bielarus
<i>Kazimierz Lejda</i> , Rzeszów, Poland	<i>Leonid Tishchenko</i> , Kharkiv, Ukraine
<i>Jerzy Merkiś</i> , Poznań, Poland	<i>Denis Viesturs</i> , Ulbrok, Latvia
<i>Sławomir Mikrut</i> , Rzeszów, Poland	<i>Anatolij Yakovenko</i> , Odessa, Ukraine
<i>Jarostaw Mykhajlovych</i> , Kiev, Ukraine	<i>Tadeusz Złoto</i> , Częstochowa, Poland
<i>Janusz Mysłowski</i> , Szczecin, Poland	

All the articles are available on the webpage: <http://www.pan-ol.lublin.pl/wydawnictwa/Teka-Motrol.html>

All the scientific articles received positive evaluations by independent reviewers

Linguistic consultant: *Youry Panzir*

Typeset: *Viktor Shevchuk*, *Adam Niezbecki*

Cover design: *Hanna Krasowska-Kołodziej*

Photo on the cover: *Janusz Laskowski*

© Copyright by Polish Academy of Sciences 2016

© Copyright by University of Engineering and Economics in Rzeszów 2016

© Copyright by University of Life Sciences in Lublin 2016

in co-operation with Lviv National Agrarian University in Dublany 2016

Editorial Office address

Polish Academy of Sciences Branch in Lublin
Pałac Czartoryskich, Plac Litewski 2, 20-080 Lublin, Poland
e-mail: eugeniusz.krasowski@up.lublin.pl

Printing

Lviv National Agrarian University, St. Vladimir the Great, 1, Dublany

Publishing Office address

Lviv National Agrarian University, St. Vladimir the Great, 1, Dublany

ISSN 1730-8658
Edition 150+16 vol.

ПОДЧИНЕННЫЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОДВИЖУЩЕЙ СИЛОЙ (СКОРОСТЬЮ) ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ ПОСТОЯННОГО ТОКА

*Виталий Камышлов¹, Виктор Дубик¹, Олег Горбовой¹,
Пётр Кунинин², Михаил Бобровский³*

¹Подольский государственный аграрно-технический университет
Ул. Шевченка, 13, Каменец-Подольский, Украина. E-mail: main@pdatu.edu.ua

²Сибирский государственный индустриальный университет
Ул. Кирова, 42, г. Новокузнецк, Россия. E-mail: rector@sibsiu.ru

³Институт математических проблем биологии, Российской академии наук
ул. Институтская, 4, г. Пуццино, Россия. E-mail: com@impb.psn.ru

Vitalij Kamyshlov¹, Viktor Dubik¹, Oleg Gorbovoj¹, Peter Kuninin², Michael Bobrovskiy³

¹Podolsky State Agricultural and Technical University
St. Shevchenko, 13, Kamenets-Podolskiy, Ukraine. E-mail: main@pdatu.edu.ua

²State industrial university of Siberia
Str. Kirova, 42, Novokuznetsk, Russia. E-mail: rector@sibsiu.ru

³Mathematical problems of biology institute, Russian academy of sciences
Str. Institutskaya, 4, Pushchino, Russia. E-mail: com@impb.psn.ru

Аннотация. В данной работе предоставлена методика расчета переходных процессов в технически оптимальных по скорости системах при управляющих и возбуждающих воздействиях в электроприводах постоянного тока. Всесторонний анализ динамических систем приведен с помощью дифференциальных уравнений, порядок которых соответствует порядку дифференциальных уравнений, какими описываются соответственно и системы. При этом авторы исходили из того, что аналитические расчеты систем автоматического регулирования позволят читателям получить более полную информацию о переходных процессах в этих системах.

Разработанная методика расчёта переходных процессов может быть использована для исследования динамики синхронных и асинхронных процессов при реализации их систем управления по принципу систем с подчинённым регулированием.

Приведенные аналитические зависимости для всех рассмотренных в статье систем управления электроприводами постоянного тока иллюстрируются конкретными примерами и кривыми переходных процессов, которые убедительно подтверждают основные выводы, сделанные в статье.

При невыполнении этих условий могут быть допущены ошибки при расчете таких параметров системы как величина максимума и скорость нарастания якорного тока, при выборе установленной мощности преобразователей и, в частности, их напряжения.

При более глубоких исследованиях, связанных, в частности, с формированием диаграмм тока якоря, а также при расчете уравнительного тока в зависимых системах управления, также ошибки могут достичь больших величин, так как в этих случаях используются производные высоких порядков от основной функции.

Ключевые слова: автоматизация, электропривод, преобразователь, статический, одно - двух кратная интегрированная система.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Большое количество рабочих механизмов, работающих в повторно-кратковременном режиме, подают к электроприводу требование - малое время переходных процессов. В таких случаях необходимо выбрать тип привода, систему управления и параметры этой системы так, чтобы переходные процессы были оптимальными по быстрдействию с учетом требований, предъявляемых как со стороны электродвигателя, так и со стороны рабочего механизма.

В последнее время широко распространены системы с последовательной коррекцией, в которых получение необходимых отношений постоянных времени достигается путем замены всех реальных постоянных времени кроме одной, самой малой, новыми эквивалентными, кратными самой малой. Такие системы получили название систем подчиненного регулирования. В таких системах значительно упрощаются процессы регулирования и настройки параметров.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Многоконтурные системы подчиненного управления электроприводами постоянного тока, питаются от электромеханических генераторов или тиристорных преобразователей. Внедрение в производство систем подчиненного регулирования базируется на использовании оптимально-технических структур. Несмотря на то, что методика расчетов статических параметров систем подчиненного регулирования существует, но углубленного аналитиче-

ского исследования переходных процессов в таких системах нет [6-9, 18].

Эта проблема привлекала и привлекает внимание многих известных ученых, Кесслера К., Фрохра Ф., Оектера Р. и в частности докторов технических наук М.Г. Чиликина, В.П. Бычкова, В.И. Ключева, О.В. Слежановского, М.Ф. Ильинского и многих других исследователей. [1, 2, 10-12, 16, 20]

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

На основе проведенных нами аналитических исследований появилась возможность решить следующие задачи:

1. Исследование переходных процессов в системах подчиненного управления электроприводами постоянного тока при отсутствии ограничения производных исходной величины.

2. Разработать методики расчета переходных процессов в системах подчиненного управления электроприводами, что описывается дифференциальными уравнениями n -го порядка, при управляющем воздействии.

3. Проанализировать динамические свойства систем подчиненного управления электроприводами, описываемых дифференциальными уравнениями n -го порядка, под нагрузкой.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В данном случае методика исследования будет сведена к анализу переходных процессов в системах подчиненного регулирования скоростью (э.д.с.) электродвигателя, когда производная выходной величины неограниченна. Ограничению подлежит только величина перерегулирования выходной величины [1, 13-15].

Необходимо отметить, что все рассмотренные системы регулирования скорости (э.д.с.) двигателя имеют общую и эквивалентную структуру [8] и общее дифференциальное уравнение произвольного порядка.

При единичном управляющем воздействии, это уравнение имеет вид:

$$F_n(p) \cdot N_n(p) = I(p), \quad (1)$$

где: $N_n(p) = \left\{ \left[(T_1 p + 1) m T_1 p + 1 \right] m^2 T_1 p + 1 \right\} \dots m^{n-2} T_1 p + 1 \times$
 $\times m^{n-1} T_1 p + 1$

или:

$$N_n(p) = N_{n-1}(p) m^{n-1} T_1 p + 1, \quad (2)$$

а также:

$$N_n(p) = N_{n-2}(p) m^{n-1} T_1 p m^{n-2} T_1 p + m^{n-1} T_1 p + 1, \quad (3)$$

где: $N_n(p)$, $N_{n-1}(p)$, $N_{n-2}(p)$ – соответственно характеристические полиномы системы n , $n-1$, $n-2$ порядке; m – соотношение эквивалентных постоянных времени.

В работе [8] приведены решения дифференциального уравнения (1) при различных отношениях эквивалентных постоянных времени m для технически оптимальных систем 2, 3, 4 и 5-го порядка. В данной работе исследуются переходные процессы в системах:

– управляемый тиристорный выпрямитель-двигатель (УТВ-Д);

– генератор-двигатель (Г-Д).

В качестве примера приводятся переходные функции только для $m = 2$ в зависимости от времени в относительных единицах:

$$\tau = \frac{t}{2^{n-1} \times T_1}, \quad (4)$$

где: n – порядок дифференциального уравнения.

Рассмотрим работу статических систем регулирования скорости (э.д.с.) электродвигателей при управляющем воздействии.

Статическая система УТВ-Д.

Согласно структурной схеме статической системы [9], передаточная функция замкнутой системы может быть получена из следующего уравнения:

$$\left[U_{вх}(p) - K_c e_{оэ3}(p) \right] F_{pc}(p) F_T(p) \frac{1}{T_M p} = e_{оэ3}(p),$$

где: $F_T(p) = \frac{1/K_T}{[2T_1 p(T_1 p + 1) + 1]} = \frac{1/K_T}{N_2(p)}$ – передаточная функция замкнутого контура тока;

$F_{pc} = \frac{T_M K_T}{4T_1 K_C}$ – регулятор скорости (э.д.с.);

$N_2(p) = 2T_1 p(T_1 p + 1) + 1$ – знаменатель передаточной функции технической оптимальной системы 2-го порядка.

Тогда:

$$v_3(p) = \frac{e_{оэ3}(p)}{U_{вх}} = \frac{1/K_c}{N_3 p}, \quad (5)$$

где: $N_3(p) = 4T_1 p[2T_1 p(T_1 p + 1) + 1] + 1$ – знаменатель передаточной функции технической оптимальной системы 3-го порядка.

Запишем (5) в относительных единицах, введя нормированный параметр $q = 4T_1 p$:

$$v_3(q) = \frac{v_{вх}(q)}{N_3(q)},$$

где:

$$v_3(q) = \frac{e_{оэ}}{e_{оэм}}(q) = \frac{\omega_{оэ}}{\omega_{оэм}}(q); v_{вх}(q) = \frac{U_{вх}}{K_c e_{оэм}}(q) = \frac{U_{вх}}{K_c \omega_{оэм}}(q).$$

$N_3(q) = \frac{1}{8} q^3 + \frac{1}{2} q^2 + q + 1$ – знаменатель передаточной функции технической оптимальной системы 3-го порядка в относительных единицах.

Тогда передаточная функция (5) принимает вид:

$$\frac{v_3(q)}{U_{вх}(q)} = \frac{1/K_c}{\frac{q^3}{8} + \frac{q^2}{2} + q + 1}, \quad (6)$$

Этой передаточной функции соответствует переходная функция:

$$e_{оэ3}(\tau) = \frac{U_{вх}}{K_c} v_3(\tau) = \frac{U_{вх}}{K_c} F_3(\tau),$$

$$F_3(\tau) = 1 - e^{-2\tau} - \frac{2}{\sqrt{3}} \sin \sqrt{3}\tau. \quad (7)$$

Переходная функция тока якоря (динамическая составляющая) определяется с формулы

$$i_{\text{дин3}}(\tau) = \frac{T_M}{4T_1} i_K F_3'(\tau),$$

$$F_3'(\tau) = 2 \left[e^{-2\tau} - \frac{1}{\sqrt{3}} e^{-\tau} (\sqrt{3} \cos \sqrt{3}\tau - \sin \sqrt{3}\tau) \right], \quad (8)$$

где: $i_{\text{дин3}} = \frac{I_{\text{я}}}{I_{\text{яН}}} = \frac{M}{M_{\text{H}}}$ – относительная величина тока (момента) двигателя; $i_K = \frac{I_{\text{яК}}}{I_{\text{яН}}} = \frac{M_K}{M_{\text{H}}}$ – относи-

тельная величина тока (момента) короткого замыкания; $I_{\text{я}}$, $I_{\text{яК}}$ – абсолютная величина тока и тока короткого замыкания двигателя; M , M_K – абсолютная величина момента и момента короткого замыкания двигателя.

По уравнениям (7) и (8) на (рис. 1) построены функции F_3 и F_3' , которые в определенном масштабе отражают характер изменения соответственно э.д.с. и тока якоря при одиночном сигнале на входе рассматриваемой системы. Как видим из кривых перерегулирования э.д.с. составляет 8, 1%, а максимальная величина тока якоря значительно превышает номинальный.

Так, например, при $T_M=4T_1$; $i_K=16$; $I_{\text{яН}}=10\text{А}$ максимальная величина тока значительно превышает номинальное и достигает 130А, что не допустимо.

На рис. 1 для сравнения построены переходные функции $F_2(\tau)$ и $F_2'(\tau)$ для технической оптимальной системы второго порядка, которые рассчитаны по уравнениям:

$$F_2(\tau) = 1 - e^{-\tau} (\cos \tau + \sin \tau); \quad F_2'(\tau) = 2e^{-\tau} \sin \tau.$$

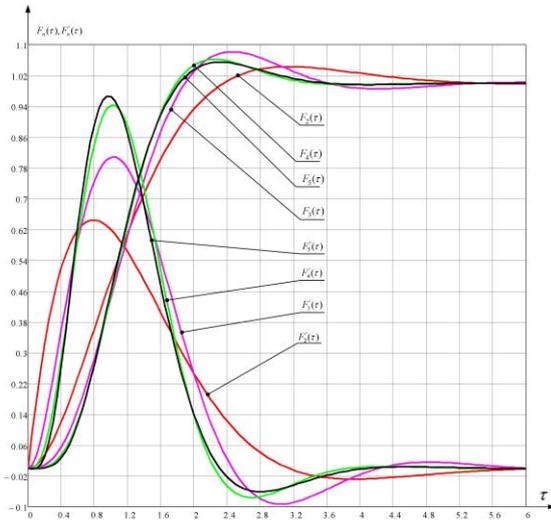


Рис. 1. Кривые переходной функции $F_n(\tau)$ и их производных $F_n'(\tau)$

Fig. 1. The curves of the transition function $F_n(\tau)$ and their derivatives $F_n'(\tau)$

В определенном масштабе эти кривые отражают характер изменений э.д.с. и тока якоря двигателя в рассматриваемых системах при одиночном входном сигнале управления.

Статическая система Г-Д.

Согласно структурной схеме статической системы [9] передаточную функцию, связывающую выходную величину системы $e_{\text{дв4}}(p)$ с входом $U_{\text{вх}}(p)$ можно получить из следующего выражения:

$$[U_{\text{вх}}(p) - K_C e_{\text{дв4}}(p)] F_{\text{pc}}(p) F_T(p) \frac{1}{T_M p} = e_{\text{дв4}}(p),$$

где: $F_T(p) = \frac{1/K_T}{4T_1 p [2T_1 p (2T_1 p + 1) + 1] + 1} = \frac{1/K_T}{N_3(p)}$ –

передаточная функция замкнутого контура тока;

$F_{\text{pc}} = \frac{T_M K_T}{8T_1 K_C}$ – регулятор скорости (э.д.с.).

Тогда:

$$v_4(p) = \frac{e_{\text{дв4}}(p)}{U_{\text{вх}}(p)} = \frac{1/K_C}{N_4(p)}, \quad (9)$$

где: $N_4(p) = 8T_1 p \{4T_1 p [2T_1 p (T_1 p + 1) + 1] + 1\} + 1$ – знаменатель передаточной функции технической оптимизированной системы 4-го порядка.

Запишем (9) в относительных единицах, введя нормированный параметр $q = 8T_1 p$, тогда передаточная функция (9) в относительных единицах принимает вид:

$$\frac{v_4(q)}{U_{\text{вх}}(q)} = \frac{1/K_C}{\frac{1}{64} q^4 + \frac{1}{8} q^3 + \frac{1}{2} q^2 + q + 1}.$$

Данной передаточной функции соответствует переходная функция:

$$e_{\text{дв4}}(\tau) = \frac{U_{\text{вх}}}{K_C} v_4(\tau) = \frac{U_{\text{вх}}}{K_C} F_4(\tau), \quad (10)$$

где: $v_4(p) = \frac{e_{\text{дв4}}(p)}{U_{\text{вх}}(p)} = \frac{1/K_C}{N_4(p)}$.

Динамический ток якоря определяется по формуле:

$$i_{\text{дин4}}(\tau) = \frac{T_M}{8T_1} i_K F_4'(\tau), \quad (11)$$

где: $F_4'(\tau) = 4e^{-2\tau} (\sin 2\tau - 2\tau \cos 2\tau)$.

По уравнениям (10) и (11) на рисунке (1) построены кривые $F_4(\tau)$ та $F_4'(\tau)$. Они в определенном масштабе отражают характер изменения э.д.с. и тока якоря в статической системе Г-Д, которые в основном аналогичны тому, что имеет место в статической системе УТВ-Д, а именно перерегулирование э.д.с. не превышает 6%, максимальное значение тока значительно превышает номинальный.

Например, при $T_m=8$; $i_K=16$, $I_{\text{я}}=10\text{А}$ максимум тока достигает 150А.

Рассмотрим работу астатических систем регулирования скорости (э.д.с.) электродвигателей.

Астатическая система УТВ-Д.

Структурная схема астатической системы УТВ-Д предоставлена в [9].

Передаточная функция, что связывает выходную величину э.д.с. двигателя с входным сигналом U_{ex} , определяется из следующего выражения:

$$\left\{ \left[U_{\text{ex}}(p) - K_e e_{\text{об4}}(p) F_{\text{pc1}}(p) \right] - K_c e_{\text{об4}}(p) \right\} \times \\ \times F_{\text{pc}}(p) F_T(p) \frac{1}{T_M p} = e_{\text{об4}}(p)$$

где: $F_{\text{pc1}}(p) = \frac{1}{8T_1 p}$ – регулятор скорости (э.д.с.) в астатической системе.

Откуда после некоторых преобразований получаем передаточную функцию (9).

Вводя относительные единицы и нормированный параметр $q = 8T_1 p$, получаем аналогичные результаты, имели место в предыдущем случае (статическая система Г-Д).

Астатическая система Г-Д.

Структурная схема астатической системы Г-Д предоставлена в [9].

Передаточную функцию, связывающую выход с входом, получим из выражения:

$$\left\{ \left[U_{\text{ex}}(p) - K_e e_{\text{об5}}(p) \right] \frac{1}{16T_1 p} - K_c e_{\text{об5}}(p) \right\} \times \\ \times F_{\text{pc}}(p) F_T(p) \frac{1}{T_m p} = e_{\text{об5}}(p).$$

После соответствующих преобразований, передаточная функция системы принимает вид:

$$\frac{e_{\text{об5}}(p)}{U_{\text{ex}}(p)} = \frac{1/K_c}{N_5(p)}, \quad (12)$$

где: $N_5(p) = 16T_1 p \left\{ 8T_1 p \left\{ 4T_1 p \left[2T_1 p (T_1 p + 1) + 1 \right] + 1 \right\} + 1 \right\} + 1$ – знаменатель передаточной функции оптимизированной системы пятого порядка.

Запишем (12) в относительных единицах, введя нормированный параметр $q = 16T_1 p$.

Тогда передаточная функция будет иметь вид:

$$\frac{v_5(q)}{U_{\text{ex}}(q)} = \frac{\frac{1}{K_c}}{\frac{1}{2^{10}} q^5 + \frac{1}{2^6} q^4 + \frac{1}{2^3} q^3 + \frac{1}{2} q^2 + q + 1}.$$

Ей соответствует переходная функция:

$$e_{\text{об5}}(\tau) = \frac{U_{\text{ex}}}{K_c} v_5(\tau) = \frac{U_{\text{ex}}}{K_c} F_5(\tau),$$

$$F_5(\tau) = 1 - e^{-4\tau} + e^{-1,51\tau} \times \\ \times (0,147 \cos 1,76\tau - 2,362 \sin 1,76\tau) + e^{-4,49\tau} \times \\ \times (-0,147 \cos 5,22\tau - 0,054 \sin 5,22\tau).$$

Динамическая составляющая тока изменяется согласно уравнению:

$$i_{\text{оин5}}(\tau) = \frac{T_M}{16T_1} i_K F_5'(\tau),$$

$$F_5'(\tau) = 4e^{-4\tau} - e^{-1,51\tau} \times \\ \times (4,379 \cos 1,76\tau - 3,308 \sin 1,76\tau) + \\ + e^{-4,49\tau} (0,379 \cos 5,22\tau + \sin 5,22\tau).$$

Зависимости (13) и (14) построены на рис (1).

По аналогии с предыдущими зависимостями, анализ показывает технически оптимальный характер изменения э.д.с. (перерегулирование 5,4%), но имеет место очень большая величина максимума тока, который при $T_M = 16T_1$, $i_K = 16$, $I_{\text{ян}} = 10A$ достигает величины $i_{\text{оин, макс.5}} = 154A$, что недопустимо [21, 22].

Обобщая итоги исследования реакций рассмотренных систем подчиненного регулирования на одиночное управляющие воздействие возможно передаточные функции системы n -го порядка записать в виде:

– для э.д.с. (скорости) двигателя:

$$v_n(q) = \frac{v_{\text{ex}}(q)}{N_n(q)};$$

– для тока якоря:

$$i_{\text{оин,n}}(p) = T_M p v_n(p).$$

При этом переходные функции э.д.с. $e_{\text{об,n}}(\tau)$ соответствуют вышеуказанным параметрам технически оптимальных переходных процессов. Переходные функции тока $i_{\text{оин,n}}(\tau)$ не отвечают им из-за большой величины его максимального значения.

Практический интерес в работе систем автоматического управления вызывают переходные процессы не только при воздействии одиночного управляющего, но и при воздействии одиночного возмущающего сигнала. Поэтому рассмотрим влияние нагрузки на работу систем подчиненного регулирования э.д.с. (скорости) электродвигателей. Момент статического сопротивления прикладывается в другом месте структурной схемы, чем сигнал управления, поэтому поведение системы при воздействии со стороны нагрузки не всегда будет аналогична поведению ее со стороны управляющего воздействия.

Статические системы регулирования скорости (э.д.с.) электродвигателей.

На рис. 2, а представлена структурная схема статических систем управления электроприводом проводом с входным сигналом возмущения $I_c R_0(p)$ и выходным сигналом $i_{\text{ян}} R_0(p)$.

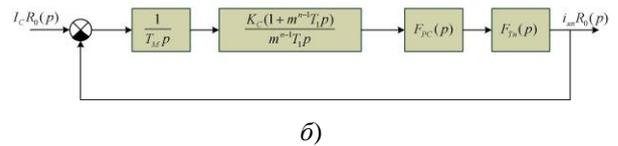
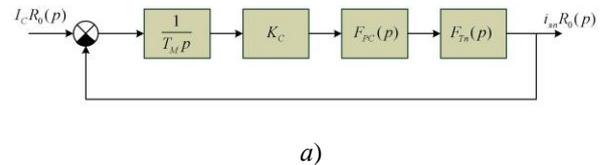


Рис. 2. Структурные схемы статической (а) и астатической (б) систем управления электроприводами при входном сигнале возбуждения $I_c R_0(p)$

Fig. 2. Block diagrams of the static (a) and astatic (б) drive control systems with an input drive signal $I_c R_0(p)$

Передаточную функцию, связывающую выходную величину с входной, получим из структурной схемы (рис. 2, а):

$$(I_c R_o - i_{ян} R_o) \frac{1}{T_M p} K_c F_{pc}(p) F_{Tn}(p) = i_{ян} R_o, \quad (15)$$

где: $F_{Tn}(p)$ – передаточная функция контура тока.

Тогда из (15) после соответствующих преобразований будем иметь:

$$\frac{i_{ян} R_o}{I_c R_o} = \frac{1}{N_n(p)}.$$

Для определения передаточной функции приращение э.д.с. воспользуемся следующим выражением:

$$I_c R_o(p) = i_{ян} R_o(p) + T_M p \Delta e_{\delta e.n}(p). \quad (16)$$

Откуда:

$$\frac{\Delta e_{\delta e.n}(p)}{I_c R_o(p)} = \frac{1}{T_M p} \left[1 - \frac{i_{ян} R_o}{I_c R_o} \right] = \frac{1}{T_M p} \left[1 - \frac{1}{N_n(p)} \right].$$

Получить аналогичные результаты, возможно также воспользовавшись методом операционного исчисления. При ударном приложении нагрузки изменение э.д.с. (скорости) может быть подано в виде:

$$\frac{\Delta e_{\delta e.n}(p)}{I_c R_o(p)} = -\frac{m^{n-1} T_1 N_{n-1}(p)}{T_M N_n(p)}.$$

Подставим в полученную функцию значение:

$$N_{n-1}(p) = \frac{N_n(p) - 1}{m^{n-1} T_1 p},$$

тогда получим:

$$\frac{\Delta e_{\delta e.n}(p)}{I_c R_o(p)} = -\frac{1}{T_M} \frac{N_n(p) - 1}{p^2 N_n(p)}.$$

Откуда, используя принцип наложения и переходя к оригиналам, найдём:

$$\frac{\Delta e_{\delta e.n}(\tau)}{I_c R_o} = -\frac{2^{n-1} T_1}{T_M} \left[1 - \int \Delta F_n(\tau) d\tau \right],$$

где: $\Delta F_n(\tau)$ – свободная составляющая переходной функции $F_n(\tau)$.

Для системы УТВ-Д:

$$\Delta F_3(\tau) = -e^{-2\tau} - \frac{2}{\sqrt{3}} e^{-\tau} \sin \sqrt{3}\tau.$$

Для системы Г-Д:

$$\Delta F_4(\tau) = -e^{-2\tau} \left[(2\tau - 1) \cos 2\tau - 2(1 + \tau) \sin 2\tau \right].$$

Тогда:

$$\int \Delta F_3(\tau) d\tau = \frac{1}{2} e^{-2\tau} + \frac{1}{2\sqrt{3}} e^{-\tau} (\sin \sqrt{3}\tau + \sqrt{3} \cos \sqrt{3}\tau),$$

$$\int \Delta F_4(\tau) d\tau = \frac{1}{2} e^{-2\tau} \left[2 \cos 2\tau + (1 + 2\tau) \sin 2\tau \right].$$

Переходная функция изменения скорости (э.д.с.) для системы УТВ-Д примет вид:

$$\frac{\Delta e_{\delta e.3}(\tau)}{I_c R_o} = -\frac{4T_1}{T_M} F_a(\tau), \quad (17)$$

$$F_a(\tau) = \left\{ \begin{aligned} &1 - \frac{1}{2} e^{-2\tau} - \frac{1}{2\sqrt{3}} e^{-\tau} \times \\ &\times (\sin \sqrt{3}\tau + \sqrt{3} \cos \sqrt{3}\tau) \end{aligned} \right\}. \quad (18)$$

Переходная функция изменения скорости (э.д.с.) для системы Г-Д определяется выражением:

$$\frac{\Delta e_{\delta e.4}(\tau)}{I_c R_o} = -\frac{8T_1}{T_M} F_{\delta}(\tau), \quad (19)$$

$$F_{\delta}(\tau) = \left\{ 1 - \frac{1}{2} e^{-2\tau} \left[2 \cos 2\tau + (1 + 2\tau) \sin 2\tau \right] \right\}. \quad (20)$$

Переходная функция тока якоря:

$$\frac{i_{ян} R_o}{I_c R_o}(\tau) = F_n(\tau).$$

Тогда переходная функция тока якоря для системы УТВ-Д:

$$\frac{i_{я3} R_o}{I_c R_o}(\tau) = F_3(\tau).$$

Переходная функция изменения тока якоря для системы Г-Д:

$$\frac{i_{я4} R_o}{I_c R_o}(\tau) = F_4(\tau).$$

На рис. (3) построены по (18) и (19) соответственно $-F_a(\tau)$ та $-F_{\delta}(\tau)$, а по (7) та (10) соответственно $F_3(\tau)$ та $F_4(\tau)$. Указанные функции в определенном масштабе отражают характер изменения э.д.с. $F_a(\tau)$, $F_{\delta}(\tau)$ и тока якоря $F_3(\tau)$, $F_4(\tau)$ в соответствующих системах.

Анализ переходных режимов при приложении нагрузки в статических системах управления электроприводами показывает, что ток и изменение э.д.с. (скорости) двигателя соответствуют технически оптимальным системам, перерегулирование не превышает 8,1%. С уравнений (17) и (18) видим, что приложение нагрузки в статических системах характеризуется установленной погрешностью по возбуждающему воздействию, и определяется из выражения:

$$\delta v_{3\delta} = \frac{2^{n-1} T_1}{T_M} \cdot \frac{I_c}{I_{як}}.$$

При сбросе нагрузки переходный процесс восстановления э.д.с. (скорости) осуществляется согласно уравнению:

$$\frac{\Delta e_{\delta e.n0}(\tau)}{I_c R_o} = -\frac{2^{n-1} T_1}{T_M} \int \Delta F_n(\tau) d\tau,$$

где: $\Delta e_{\delta e.n0}$ – изменение э.д.с. (скорости) при сбросе нагрузки.

Тогда для статической системы УТВ-Д:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta e_{\delta e.3.0}(\tau)}{I_c R_o} &= -\frac{4T_1}{T_M} [F_a(\tau) - 1] = \\ &= -\frac{4T_1}{T_M} \left[\frac{1}{2} e^{-2\tau} + \frac{1}{2\sqrt{3}} e^{-\tau} (\sin \sqrt{3}\tau + \sqrt{3} \cos \sqrt{3}\tau) \right]. \end{aligned}$$

Для статической системы Г-Д:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta e_{\text{об.4.0}}(\tau)}{I_c R_o} &= -\frac{8T_1}{T_M} [F_o(\tau) - 1] = \\ &= -\frac{8T_1}{T_M} \left\{ \frac{1}{2} e^{-2\tau} [2 \cos 2\tau + (1 + 2\tau) \sin 2\tau] \right\}. \end{aligned}$$

Изменение тока якоря при сбросе нагрузки происходит согласно уравнению:

$$\frac{i_{\text{я}0} R_o}{I_c R_o}(\tau) = F_n(\tau) - 1,$$

где: $i_{\text{я}0}$ – величина тока якоря при сбросе нагрузки.

Тогда для статической системы УТВ-Д:

$$\frac{i_{\text{я}3.0} R_o}{I_c R_o}(\tau) = F_1(\tau) - 1 = e^{-2\tau} + \frac{2}{\sqrt{3}} e^{-\tau} \sin \sqrt{3}\tau.$$

Для статической системы Г-Д:

$$\begin{aligned} \frac{i_{\text{я}4.0} R_o}{I_c R_o}(\tau) &= F_4(\tau) - 1 = \\ &= e^{-2\tau} [(2 + 2\tau) \sin 2\tau - (2\tau - 1) \cos 2\tau]. \end{aligned}$$

Статические системы регулирования скорости (э.д.с.) двигателей.

Для анализа переходных процессов в астатических системах при возмущающих воздействиях приведены структурные схемы, изображенные на рис. (2, б), где передаточная функция $F_{Tn}(p)$ имеет такое же значение, что и в статических системах (рис. 2, а).

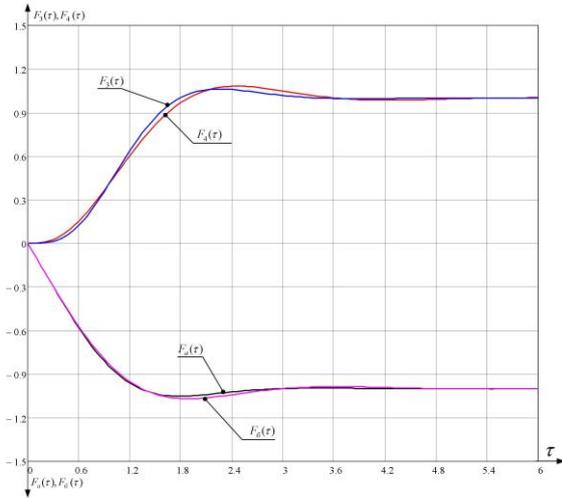


Рис. 3. Переходные процессы в статических системах управления электроприводами при возмущающем воздействии

Fig. 3. Transients in static control systems electric drives when perturbing impact

Из структурной схемы (рис. 2, б) запишем:

$$\begin{aligned} & (I_c R_o - i_{\text{я}n} R_o) \cdot \frac{1}{T_M p} \cdot \frac{K_c (1 + 2^{n-1} T_1 p)}{2^{n-1} T_1 p} \times \\ & \times \frac{K_T T_M}{K_c 2^{n-1} T_1} \cdot \frac{1}{K_T N_n(p)} = i_{\text{я}n} R_o. \end{aligned}$$

Откуда после соответствующих преобразований будем иметь:

$$\frac{i_{\text{я}n} R_o}{I_c R_o}(p) = \frac{1 + 2^{n-1} T_1 p}{N_n(p)}. \quad (21)$$

С учетом (16) передаточная функция изменения э.д.с. (скорости) двигателя принимает вид:

$$\frac{\Delta e_{\text{об.н}}(p)}{I_c R_o} = -\frac{1}{T_M p} \left[1 - \frac{I_{\text{я}n} R_o}{I_c R_o}(p) \right], \quad (22)$$

или:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta e_{\text{об.н}}(p)}{I_c R_o} &= -\frac{1}{T_M p} \left[1 - \frac{1 + 2^{n-1} T_1 p}{N_n(p)} \right] = \\ &= -\frac{2^{n-1} T_1}{T_M} \cdot \frac{2^{n-2} T_1 p \cdot N_{n-2}(p)}{N_n(p)}. \end{aligned}$$

В относительных единицах ($q = m^{-1} T_1 p$) передаточные функции (21) и (22) примут соответственно следующий вид для астатической системы УТВ-Д:

$$\begin{aligned} \frac{i_{\text{я}4} R_o}{I_c R_o}(q) &= \frac{1 + q}{\frac{1}{64} q^4 + \frac{1}{8} q^3 + \frac{1}{2} q^2 + q + 1}, \\ \frac{\Delta e_{\text{об.4}}(q)}{I_c R_o} &= -\frac{8T_1}{T_M} \cdot \frac{q}{2} \cdot \frac{1 + \frac{q}{4} + \frac{q^2}{32}}{\frac{1}{64} q^4 + \frac{1}{8} q^3 + \frac{1}{2} q^2 + q + 1}. \end{aligned}$$

Полученным передаточным функциям соответствуют переходные функции:

$$\begin{aligned} \frac{i_{\text{я}4} R_o}{I_c R_o}(\tau) &= F_e(\tau) = 1 + e^{-2\tau} \times \\ & \times [(2 - 2\tau) \sin 2\tau - (6\tau + 1) \cos 2\tau], \end{aligned} \quad (23)$$

$$\frac{\Delta e_{\text{об.4}}(\tau)}{I_c R_o} = -\frac{8T_1}{T_M} F_e(\tau),$$

$$F_e(\tau) = e^{-2\tau} [(1,5 + \tau) \sin 2\tau - 2\tau \cos 2\tau]. \quad (24)$$

Для астатической системы Г-Д:

$$\frac{i_{\text{я}5} R_o}{I_c R_o}(q) = \frac{1 + q}{\frac{1}{1024} q^5 + \frac{1}{64} q^4 + \frac{1}{8} q^3 + \frac{1}{2} q^2 + q + 1},$$

$$\frac{\Delta e_{\text{об.5}}(q)}{I_c R_o} = -\frac{16T_1}{T_M} \cdot \frac{q}{2} \cdot \frac{1 + \frac{q}{4} + \frac{q^2}{32} + \frac{q^3}{512}}{\frac{1}{1024} q^5 + \frac{1}{64} q^4 + \frac{1}{8} q^3 + \frac{1}{2} q^2 + q + 1}.$$

Полученным передаточным функциям соответствуют переходные функции:

$$\frac{i_{\text{я}5} R_o}{I_c R_o}(\tau) = F_o(\tau), \quad (25)$$

$$F_o(\tau) = 1 + 3e^{-4\tau} + e^{-1,51\tau} \times$$

$$\begin{aligned} & \text{где: } \times (1,111 \sin 1,76\tau - 4,231 \cos 1,76\tau) + \\ & + e^{-4,49\tau} (0,946 \sin 5,22\tau + 0,231 \cos 5,22\tau). \end{aligned}$$

$$\frac{\Delta e_{\text{об.5}}(\tau)}{I_c R_o} = -\frac{16T_1}{T_M} F_e(\tau), \quad (26)$$

$$\text{где: } F_e(\tau) = - \left[\begin{aligned} & 0,75e^{-4\tau} + e^{-1,51\tau} \left(\begin{aligned} & 1,62 \sin 1,76\tau - \\ & 0,855 \cos 1,76\tau \end{aligned} \right) + \\ & + e^{-4,49\tau} \left(\begin{aligned} & 0,105 \cos 5,22 \\ & + 0,0695 \sin 5,22\tau \end{aligned} \right) \end{aligned} \right].$$

На рис. (4) представлены кривые $F_e(\tau)$, $F_z(\tau)$, $-F_o(\tau)$ та $-F_c(\tau)$, построенные соответственно по (23), (24), (25), (26) уравнениям.

Анализ кривых (21) ÷ (26), отражающие характер изменения тока якоря и э.д.с. (скорости) двиг. при приложении нагрузки в астатических системах УТВД и Г-Д показывает, что время восстановления э.д.с. (скорости) равно примерно $\tau = 3...3,5$, а в кривых тока имеет место перерегулирование в пределах (48-52)%. При сбросе нагрузки процесс восстановления э.д.с. (скорости) осуществляется согласно уравнению:

$$\frac{\Delta e_{\text{об.0н}}}{I_c R_o}(\tau) = -\frac{\Delta e_{\text{об.н}}}{I_c R_o}(\tau).$$

Тогда для астатической системы УТВ-Д:

$$\frac{\Delta e_{\text{об.04}}}{I_c R_o}(\tau) = \frac{8T_1}{T_M} F_z(\tau).$$

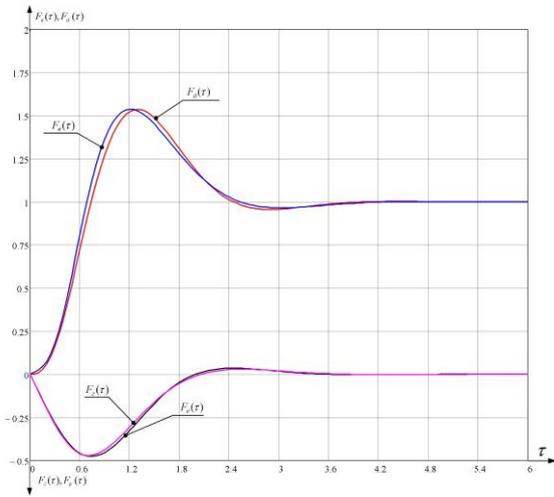


Рис. 4. Переходные процессы в астатических системах управления электроприводами при возмущающих воздействиях

Fig. 4. Transients in astatic control systems electric drives when perturbing impact

Для астатической системы Г-Д:

$$\frac{\Delta e_{\text{об.05}}}{I_c R_o}(\tau) = \frac{16T_1}{T_M} F_z(\tau).$$

Изменение тока якоря при сбрасывании нагрузки произойдет согласно уравнению:

$$\frac{i_{\text{я0н}} R_o}{I_c R_o}(\tau) = 1 - \frac{i_{\text{я0н}} R_o}{I_c R_o}(\tau).$$

Тогда для астатической системы УТВ-Д:

$$\frac{i_{\text{я04}} R_o}{I_c R_o}(\tau) = 1 - F_e(\tau).$$

Для астатической системы Г-Д:

$$\frac{i_{\text{я05}} R_o}{I_c R_o}(\tau) = 1 - F_o(\tau).$$

Исследование зависимости максимальных значений якорного тока двигателя под нагрузкой в астатических системах подчиненного регулирования УТВ-Д (а) и Г-Д (б) при различных настройках эквивалентных постоянных времени m свидетель-

ствуют, что даже при $m = 4$ превышения максимального значения тока достигает приблизительно 20%.

Приведенный выше математический аппарат, кроме всего вышеуказанного, дает также возможность составить представление о величине погрешностей, которые допускаются при исследовании систем высоких порядков по упрощенным дифф. уравнениям (более низкого порядка) путем сравнения функций, описывающих реальную систему с соответствующими функциями систем второго порядка.

Так при замене дифференциального уравнения пятого порядка астатической системы Г-Д дифференциальными уравнениями второго порядка погрешность в перерегулировании скорости и тока якоря в режиме управления и возбуждения достигает нескольких десятков процентов. Погрешность в определении максимального значения темпа роста тока якоря при таких режимах достигает особенно больших значений и даже при $m = 2$ и составляет 30%. Известно, что функции $F_n(\tau)$, $F_n'(\tau)$ входят как составные части в функции напряжений как преобразователя в системе УТВ-Д так и возбудителя генератора в системе Г-Д. Упрощенный анализ в этом случае приводит к погрешности, которая достигает при определенных соотношениях параметров привода до 100%. При аналогичных условиях большие ошибки имеют место при исследовании переходных процессов в упрощенном контуре реверсивных систем УТВ-Д с согласованным управлением тиристорными группами.

Анализ динамики сложных систем по дифференциальным уравнениям третьего порядка показывает, что и в этом случае погрешность в определении темпа роста тока якоря двигателя и его максимума достигает значительных величин. Так, в режиме приложения нагрузки в астатической системе Г-Д для случая $m = 2$ погрешность составляет около 30%.

С подобными проблемами исследователи встречаются при решении вопросов, связанных с усовершенствованием формы якорного тока, когда вместо интегрального задатчика интенсивности применяют задатчик типа ИП или ИПД.

ВЫВОДЫ

1. На основании данных литературных источников и вновь полученных результатов разработана методика анализа переходных процессов в системах технически оптимальной структуры как при управляющем так и при возмущающем воздействиях. При этом в качестве опорной величины принята передаточная функция исследуемой системы.

Методика позволяет на базе полученных аналитических функций переходных процессов рассчитывать статические параметры проектируемых систем подчиненного регулирования. Некоторые результаты исследования представлены в виде графических зависимостей и призваны оказать помощь при оценке динамических показателей системы без построения кривых переходных процессов.

2. Разработанная методика расчёта динамики систем подчинённого регулирования позволяет провести всесторонний анализ переходных процессов с помощью дифференциальных уравнений, степень которых соответствует степени дифф. уравнений, которые описывают исследуемую систему.

3. Анализ динамики сложных систем автоматического управления по упрощённым дифференциальным уравнениям второго и третьего порядка приводит к существенным ошибкам при определении важных параметров электропривода, таких как максимальное значение тока якоря, темпа его нарастания, напряжения преобразователя, питающего якорную цепь двигателя в вентильных системах так и обмоток возбуждения генератора в системах Г-Д.

Величина погрешности возрастает по мере возрастания порядка производных от функций $F_n(\tau)$, которые используются при анализе переходных процессов в исследуемых системах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Кесслер К. 1960.** Регулирующая техника. Том №6. 235-241. (Германия).
2. **Фроер Ф. 1967.** Автоматика. Январь, №9. 14. (Германия).
3. **Лернер А.Я., Розенман Е.А. 1970.** Оптимальное управление. – «Энергия», 245.
4. **Чистов В.П. 1968.** Оптимальное управление электрическими приводами. – «Энергия», 240.
5. **Пышкало В.Д. 1967.** Оптимальные по быстродействию промышленные электроприводы. – «Энергия», 200.
6. **Фишбейн В.Г. 1972.** Расчёт систем подчинённого регулирования вентильного электропривода постоянного тока. – «Энергия», 260.
7. **Гарнов В.К., Рабинович В.Б., Вишневецкий Л.М. 1971.** Унифицированные системы автоматического управления электроприводами в металлургии. – «Металлургия», 345.
8. **Камышлов В.Г., Горбовой О.В., Камышлов В.В., Кунинин П.М. 2009.** Техническая оптимизация переходных процессов в системах автоматического управления // Сборник научных трудов. Выпуск №17, Подольский государственный аграрно-технический университет, 245-247. (Украина).
9. **Чиликин М.Г., Бычков В.П., Камышлов В.Г., Полищук В.И., Масленников А.Р. 1967.** Системы управления электроприводами пост. тока с последовательной коррекцией №11 // «Инструктивные указания по проектированию электротехнических установок» ГПИ «Тяжпромэлектропроект», 350.
10. **Оектер Р. 1966.** Успехи автоматизации в простых средствах // Техника регулирования, №3. 15. (Германия).
11. **Лебедев Е.Д., Неймарк В.Е. Пистрак М.Я. Слежановский О.В. 1970.** Управление вентильными эл. приводами пост. тока. – «Энергия», 149.
12. **Фроер Ф. 1971.** Техническое регулирование режимов приводов постоянного тока. – Ортенбург. Сименс А.Г. 250. (Германия).
13. **De Young D.R., Dolphin T.V. 1966.** Recent Trends in Gold Mill Electrical Drive Systems. Iron and steel Engineering, №9. 174.
14. **Рые Г, Шпигель В, Норуттиш Р. 1966.** Питающее поле с тиристорными в приводах прокатного стана ВЕМ // Энергоэлектроника и привода, №8. 145. (Германия).
15. **Рудаков В.В., Мартикайнен Р.П. 1972.** Синтез электроприводов с последовательной коррекцией. – «Энергия», 251.
16. **Капунцов Ю.Д., Елисеев В.А, Ильяшенко Л.А 1979.** Электрооборудование и электропривод промышленных установок // Учебник для энергетических специальностей вузов // Общ. ред. М.М. Соколов. – М.: Высшая школа, 359.
17. **Шрейнер Р.Т. 1997.** Системы подчинённого регулирования электроприводом // Часть 1, Екатеринбург, Урал гос. проф.-пед. ун-та, 279.
18. **Воронин С.Г. 2008.** Электропривод летательных аппаратов // Конспект лекций. Челябинск, ЮУрГУ, Часть 2, 115.
19. **Кояин Н.В., Мальцева О.П., Удут Л.С. 2005.** Журнал Известия Томского политехнического университета // Выпуск № 7, том 308, 203.
20. **Ключев В.И. 1985.** Теория электропривода. – М.: Энергоатом издат, 560.
21. **Oleg Plakhtyr. 2011.** Усовершенствие регулируемых статических индукционных устройств для электронных систем преобразовательной техники // MOTROL Motorization and power industry in agriculture. – Lublin, Vol. 13B. 182-186.
22. **Андрей Бабий, Мария Бабий, Тимофей Рыбак. 2014.** Математическая модель нагрузки привода режущего аппарата косилки // MOTROL Motorization and power industry in agriculture. – Lublin, Vol. 16. 275-285.

SLAVE APPLICATIONS OF AUTOMATIC CONTROL BY ELECTROMOTIVE FORCE (BY SPEED) OF ELECTROMECHANICS OF DIRECT-CURRENT

Summary. In this work the given method of calculation of transients in technically optimum for fast acting's systems at managing and excitant actions in electro mechanics of direct-current. Comprehensive the analysis of the dynamic systems is resulted by differential equalizations, the order of which answers the order of differential equalizations which are describe the proper systems. Thus authors went out from that the analytical calculations of the systems of automatic control will allow readers to get more complete information about transients in these systems.

These analytical dependences for all examined in the article management system of electric DC illustrated with specific examples and curves of transients who strongly support the main conclusions made in the article.

The developed method of calculation of transient processes can be used to study the dynamics of synchronous and asynchronous processes when implementing their management systems on the basis of systems with a subordinate regulation

If these conditions can be allowed when calculating the error of the parameters of the system as the maximum value and the slew rate of the current anchor, in choosing the power converters, and in particular their

stress.

A more in-depth research, related in particular to form diagrams of the armature current, and the calculation of the circulating current in the dependent control systems, errors may also reach high values, since in these cases the use of high order from the basic functions.

Key words: automation, power converter, electric drive, a static, two-fold one integrated system.

WIRELESS TORQUE METER

Andrei Boris¹, Nicholay Boris², Valeriy Grubiy², Oleg Tkach², Elena Tkachenko²

¹*National Scientific Centre “Institute for agricultural engineering and electrification” NAASU*

St. Vokzalna, 11, Glevacha, Ukraine. E-mail: aborys@ukr.net

²*Podolsky State Agricultural and Technical University*

St. Shevchko, 13, Kamenets-Podolskiy, Ukraine. E-mail: rosyna@i.ua

Summary. The principle of measurement of torque and its structural realization were described. The structural scheme and technical and economical calculation of economic benefit from the introduction of torque meter are given. The torque meter is small in size and weight that allows you to set it on shafts of agricultural machinery, vehicles and other devices. The use of miniature transmitters can determine torques on several shafts on the instant, transferring information to a receiver. The proposed method can successfully calibrate tensometric bridges not only to measure torque, but bending and tensile stresses. Tensometers are glued along the lines of tension-compression. However, there are errors associated with influence of glue of strain gauges and inaccurate glueing on. These errors can be accounted for by calibration.

Key words: wireless torque meter, energy parameters of the machine, the driven shafts of agricultural machinery and its working bodies, technological factors, power consumption.

THE PURPOSE OF THE STUDY

To increase the efficiency of studies into energy parameters of machines. To decrease these parameters by selecting rational modes.

OVERVIEW OF WORK

The torque on the driven shafts of agricultural machines and their working bodies is an important characteristic that determines the energy needs and energy efficiency in the implementation of agricultural operations [11]. However, in modern agricultural machinery, the registration of distribution of power flows in terms of their structural units and working bodies is absent. There have been cases of control [profi] of the torque on the primary shaft of the gear of a tractor and operativet adjustment of engine power using microprocessor technology [5]. However, the aforementioned system does not register technological factors that may cause the total load and the distribution of power between them. Therefore, we consider it appropriate to develop methods and equipment to control power distribution in active working bodies of agricultural machinery in order to optimize energy consumption.

Measuring torque on shafts of drives of agricultural machinery is a complex technical problem. For its solution, devices with different principles of action were designed in the world [8]. They are divided into indirect and direct. The former include the determination of energy expenditure via fuel consumption, exhaust gas temperature, measurement of pressure transition in hy-

drodrives, etc., but these methods do not allow to determine the power consumption with a sufficient accuracy [17]. Accurate measurement of torque is carried out by systems of registration of the shaft torsional strain, but such systems are quite complex. Namely, the difficulty lies in transferring a measured electrical signal from moving (rotating) parts on a recording device.

The most common method of measuring the shaft torsional strain is the use [from an article] of a tensometric bridge [18]. In this case, the shaft is stucked with resistive-strain sensors connected in the bridge circuit, which greatly improves the linearity of the output signal and reduces the temperature error.

Regarding the transition of data on resistance of sensing elements, the modern element base of electronics allows the rapid transfer of the analog signal to a digital state and its transmission via radio to a stationary receiver [9]. Thus the size and weight of the components of the system fit on moving parts of the shaft and are those that do not cause an overload of the shaft as a result of the centrifugal forces of inertia.

The use of miniature transmitters can determine torques on several shafts on the instant, transferring information to a receiver [16].

A device that uses tensometric devices and digital radio channel was designed by the authors. In the developed device, the ready receiving radio module HOPE-RF HM – R(T) as the transmitter was used. It is a functionally complete device mounted on the microcontroller board. With low power consumption characteristics (typical value of current consumption in standby mode is 0.2 mA), the transmitter is optimized for devices placing requirements to the components such as small size, low cost and digital interface. An integrated half-duplex transceiver that operates in the frequency range 433-900 MHz is used as part of the radio module. A built-in data synchronizer allows you to connect simple microcontrollers with minimal circuit losses [6]. The transmitter management was carried through the serial peripheral interface USART, which is operating in asynchronous mode. PIC16F877A is used as a control processor. The structure of the radio receiver, as well as the radio transmitter, has the HOPE-RF HM - R radio module configured to receive data (Fig.1). As the radio receiver does not require an analog-digital converter, the PC with USART interface is used as the control processor and registrar. Accepted and processed data by the processor are sent to the software package Matlab for further processing [19].

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial F}{\partial A_0} &= 2 \sum_{k=1}^n (A_0 + A_1 m_k - M_k) = 0 \\ \frac{\partial F}{\partial A_1} &= 2 \sum_{k=1}^n (A_0 + A_1 m_k - M_k) m_k = 0 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

So, instead of the original system, which is incompatible because it has n equations with 2 unknowns ($n > 1$), the system of linear equations with coefficients A_0, A_1 is obtained. Since the system (5) is found by differentiation of (4) with unknown coefficients A_0, A_1 , then in it at any $n > 1$ the number of equations is exactly equal to the number of unknowns [13].

Transforming the system (5) to a form more convenient to deal with it, using instead of $\sum_{k=1}^n m_k, \sum_{k=1}^n m_k^2$ the designation imposed by Gauss it is obtained:

$$\left. \begin{aligned} [m] &= m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + \dots + m_n, \\ [m^2] &= m_1^2 + m_2^2 + m_3^2 + m_4^2 + \dots + m_n^2 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Then the system (5) after dividing all equations by 2 and regrouping members takes the form:

$$\left. \begin{aligned} nA_0 + [m]A_1 &= [M] \\ [m]A_0 + [m^2]A_1 &= [mM] \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Since A_0, A_1 are constant values concerning considered sums, then, according to the properties of the sums, from the first equation of the system (5) it is obtained the following expression:

$$\sum_{k=1}^n (A_0 + A_1 m_k - M_k) = \sum_{k=1}^n A_0 + A_1 \sum_{k=1}^n m_k - \sum_{k=1}^n M_k = nA_0 + [m]A_1 - [M] = 0 \quad (8)$$

That the first equation of system (7). All other equations of the system (5) are transformed similarly.

Coefficients of these equations are found using the known coordinates of the given points [14].

To solve this system of equations, the method of Gauss was used as the most convenient for machine computation. When performing calculations using successive exclusions of unknowns, this system turns into a step system. Based on the system (7), an expanded matrix is composed of the following form:

$$\begin{bmatrix} n & [m] & [M] \\ [m] & [m^2] & [mM] \end{bmatrix} \quad (9)$$

Exact solutions for a nondegenerate matrix is determined by quite a number of operations. In this case, firstly the forward stroke is performed - expanded matrix is transformed to triangular form:

$$\begin{bmatrix} n & [m] & [M] \\ [m] & [m^2] & [mM] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & [m]^* & [M]^* \\ 0 & 1 & [mM]^{**} \end{bmatrix} \quad (10)$$

Necessary condition - lack of zero elements in the matrix diagonal [15]. Then reverse stroke is performed - when all unknown vectors M are found, starting with the latter. When the forward stroke is performed, the first row of the expanded matrix is divided by:

$$n^* = \frac{n}{n}, [m]^* = \frac{[m]}{n}, [M]^* = \frac{[M]}{n} \quad (11)$$

Further subtracting from the second row of the matrix the product $[m]$ on the modified first row of the matrix:

$$\begin{bmatrix} [m] - n^* [m] & [m^2] - [m]^* [m] & [mM] - [M]^* [m] \end{bmatrix} \quad (12)$$

Leads to the following matrix form:

$$\begin{bmatrix} 1 & [m]^* & [M]^* \\ 0 & [m^2]^* & [mM]^* \end{bmatrix} \quad (13)$$

Dividing the second tape by the matrix $[m_2]$ gives:

$$\begin{bmatrix} 1 & [m]^* & [M]^* \\ 0 & 1 & [mM]^{**} \end{bmatrix} \quad (14)$$

Then we obtain the following system:

$$\left. \begin{aligned} A_0 + [m]^* A_1 &= [M]^* \\ A_1 &= [mM]^{**} \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Consistently we find the roots of A_0, A_1 :

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= [mM]^* \\ A_0 &= [M]^* - [mM]^{**} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Taking into account that the deformation, as usual, occurs in the linear zone the approximation of the first option, i.e. linear, can be taken quite adequate. However, there are errors associated with influence of glue of strain gauges and inaccurate glueing on. These errors can be accounted for by calibration.

Consequently, it is advisable to use the following procedure using sensors. When calibration, if values of the moment [10] are set within the limits exceeding moments that can occur on the shaft in service, it is advisable to use the second, non-linear version of the calculation. If values of the moment can exceed the calibration values, you must use the linear version of the calculation. Accuracy would be somewhat lower in this case.

The proposed method can successfully calibrate tenzometric bridges not only to measure torque, but bending and tensile stresses. Tensometers are glued along the lines of tension-compression.

Based on these algorithms a program was created to work with the torque sensor, which allows you to choose one or the other method of converting data. In the process of work data can be transferred directly to a monitor or on-board storage.

CONCLUSIONS

1. Thus, the application of the proposed torque meter may allow to determine the necessary power and loads on rotating shafts even on moving objects.

2. Loadings may extend beyond the zone of calibration that can be performed with linear algorithms of approximation.

3. Determination of loads within the limits of values of calibration with non-linear algorithms allows for the impact of various factors on the error and improve accuracy of measurements.

REFERENCES

1. **Mikheev R.A., Losev V.S., Bubnov A.V. 1987.** Lotnyie prochnostnyie ispytaniya vertolotov: Mashinostroenie, 126.
2. **Fylchakov P.F. 1970.** Hrafycheskiye i chyslennyye metody of applied mathematics. - Kiev: Naukova Dumka, 770.

3. **Ponomarev S.D., Andreeva L.E. 1980.** The calculation of the elastic elements of machines and devices. M.: Mashinostroenie, 326.
4. **Dyachenko K.P., Zorin D.I. 1972.** Electrical measurements. Means and methods of measurement (general course) / edited by Shramkova E.G. Textbook for higher educational institutions. M.: Vyshaia shkola, 520.
5. **Krylov A.N. 1950.** On some differential equations of mathematical physics, with applications in technical matters. M–L.: GIFML, 283.
6. **Zelenskiy S.A. 1987.** Improved frequency response of the drive system of the rotary cultivator KFG-3,6-01: Dissertation of the candidate of technical sciences, Krasnodar, 23.
7. **Panov I.M. 1984.** Mechanical and technological bases of calculation and designing of tillers with rotational working organs: Abstract of the thesis of Doctor of Technical Sciences. Chelyabinsk, 36.
8. **Valeriy Pastuhov, Svetlana Belovol. 2014.** Justification of parameters of soil processing between rows rotary working body. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol.16. No7. 140-149.
9. **Tatyana Marchenko, Nikolay Petrenko. 2014.** Experimental study of the working body ripper to reduce the devastating impact on the aggregate structure of the soil. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 16. No. 2. 103-109.
10. **Yacuk E.P. 1971.** Rotary tillage machines. M.: Mashinostroenie, 255.
11. **Zubenko V., Roik N., Ivaschenko A. 2007.** The cultivation of sugar beet. The problems intensify and storage resources. Monograph / edited by Academician UAAS and RASHN, doctor of agricultural sciences, professor Zubenko V. – [The second, revised edition in the Ukrainian language]. – K.: NIP OOO “Alfa-stevia LTD”, 496. (A series of "Intensive agriculture").
12. **Kanarev F.M. 1983.** Rotary tillage machines and tools. M.: Mashinostroenie, 144.
13. **Sineokov G.N., Panov I.M. 1977.** Theory and Design of tillers machines. M.: Mashinostroenie, 328.
14. **Matyashin Yu.I., Grinchuk I.M., Egorov G.M. 1988.** Calculation and design of rotary tillers machines. M.: Agropromizdat, 176.
15. **Listopad G.E., Koshevarov F.M. 1973.** About soil deformation working organs of tillers machines. Reports VASHNIL, № 10. 42-44.
16. **Vilde A.A. 1986.** Combined tillage machines. L.: Agropromizdat, 128.
17. **Kovrikov I.T. 1978.** Justification tip shape and parameters of working bodies for surface tillage // Tractors and agricultural machinery, № 6. 18-19.
18. **Bulgakov V.M. 2005.** Theory of Machines for cleaning sugar beet. K.: Publishing center NAU, 245.
19. **2007.** The results of independent tests [Electronic resource] // Agricultural machinery. - № 1. - Available online at: <http://russia.profi.com>.
20. **Gurinov A.S., Dudnik V.V., Gaponov V.L., Kalashnikov V.V. 2012.** Torque measurement on rotating shafts [Electronic resource] // Electronic scientific journal "Engineering Don Gazette", № 2. – Available online at: <http://ivdon.ru/magazine/archive/n2y2012/798>.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ РАСЧЕТА ЗВЕНЬЕВ ЦЕПИ КОНВЕЙЕРА ИЗ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Василий Ткачук, Владлен Девин

*Подольский государственный аграрно-технический университет
Ул. Шевченко, 13, г. Каменец-Подольский, Украина. E-mail: twskm@mail.ru*

Vasiliy Tkachuk, Vladlen Devin

*Podolsky State Agricultural and Technical University
St. Shevchenko, 13, Kamenets-Podolskiy, Ukraine. E-mail: twskm@mail.ru*

Аннотация. Тяговым органом в подвесных конвейерах являются разборные или двухшарнирные цепи. При работе с пищевыми продуктами недопустимо использование смазочных материалов. Использование полимерных материалов при изготовлении конвейеров для перерабатывающей промышленности позволяет работать без смазки цепи. Кроме того, применения полимерных материалов позволяет уменьшить массу конвейера, мощность двигателей и привода, а также затраты энергии.

Чтобы получить достаточное тяговое усилие, полимеры необходимо армировать непрерывными волокнами. При изготовлении звена двухшарнирной цепи из полимерных композиционных материалов вставку обматывают в специальном приспособлении пропитанными смолой непрерывными волокнами. Разборные цепи в подвесных конвейерах состоят из двух внешних и внутренних звеньев, соединенных пальцем.

Для исследования напряженно-деформированного состояния звеньев цепи конвейера представляем их как анизотропные кольца. Контактная задача нагружения кольца штампом решается методом прогонки. Получено распределение нормальных и касательных напряжений в частях кольца для различных значений физико-механических характеристик материала кольца и для различных значений зазора. Использование намотки для изготовления звеньев цепи конвейера дает возможность значительно уменьшить массу цепи.

Результаты расчетов позволяют сделать выводы о том, что для колец с относительной толщиной менее 0,5 независимо от физико-механических свойств материала распределение напряжений очень неравномерно. Для повышения несущей способности звеньев цепи конвейера необходимо увеличивать относительный радиус внутреннего волокна и уменьшать относительную толщину кольца.

Ключевые слова: цепь, конвейер, полимерные композиционные материалы, анизотропные кольца, термопласты.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Тяговым органом в подвесных конвейерах являются разборные или двухшарнирные цепи. При работе с пищевыми продуктами недопустимо использование смазочных материалов. Использование полимерных материалов при изготовлении конвейеров для перерабатывающей промышленности дает возможность работать без смазки цепей. Кроме того,

использование полимерных материалов уменьшит массу конвейера, мощность двигателей и привода, а также затраты энергии.

Для получения достаточного тягового усилия, полимеры необходимо армировать непрерывными волокнами. При изготовлении звена двухшарнирной цепи из полимерных композиционных материалов вставку обматывают в специальном приспособлении пропитанными смолой непрерывными волокнами. Разборные цепи в подвесных конвейерах собираются из двух внешних и одного внутреннего звеньев, соединенных пальцем. Представим звено анизотропным кольцом, а палец – штампом.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В АС СССР № 1500273, патентах США № 4150584, № 3804232, № 4198814, № 4439627 [1-5] предлагаются конструкции деталей конвейера из термопластов (нейлон, полиамид), армированных короткими стекло- или углеродными волокнами. Так как предел прочности такого термопласта не превышает 200 МПа, то разрывное усилие цепи невелико.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы – получение распределения нормальных и касательных напряжений в участках кольца для различных значений физико-механических характеристик материала кольца при различных значениях зазора.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Контактная задача нагружения кольца штампом решается методом прогонки [6-10]. Рассмотрим контактную задачу для кольца, нагруженного растягивающей силой, приложенной к штампу.

Рассмотрим круговое кольцо из материала, которому свойственна цилиндрическая ортотропия [10-14]. Внутренний и внешний радиусы кольца соответственно r_1 и r_2 . Кольцо растягивается абсолютно жесткими полудисками до получения зазора 2δ между ними. Для плоского напряженного состояния дифференциальные уравнения равновесия в перемещениях имеют вид [6, 7]:

$$\begin{aligned}
 & D_2 r^2 \frac{^2 U_r}{r^2} + D_2 r \frac{U_r}{r} - D_1 U_r + \\
 & + D_4 \frac{^2 U_r}{\varphi^2} + D_6 r \frac{^2 U_\varphi}{r\varphi} - D_7 \frac{U_\varphi}{\varphi} = 0; \\
 & D_4 r^2 \frac{^2 U_\varphi}{r^2} + D_4 r \frac{U_\varphi}{r} - D_4 U_\varphi + \\
 & + D_1 \frac{^2 U_\varphi}{\varphi^2} + D_6 r \frac{^2 U_r}{r\varphi} + D_7 \frac{U_r}{\varphi} = 0,
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

где: D – зависят от упругих постоянных материала $E_r, E_\varphi, G_{r\varphi}, \nu_{r\varphi}$.

Перемещения U, U_φ , зазор δ и координату r отнесем к внешнему радиусу r_2 и будем считать их безразмерными, то есть $\alpha \leq r \leq 1, \alpha = r_1/r_2$. Принимая полудиски гладкими и учитывая нагруженность внешней границы кольца, запишем граничные условия в виде:

$$\begin{aligned}
 U_r &= \Delta \cos r; \quad \tau = 0 \text{ при } r = \alpha; \\
 \sigma_r &= 0; \quad \tau = 0 \text{ при } r = 1,
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

где: $\Delta = \delta \cdot r_2$ – относительный зазор.

Из условия симметрии расчетной схемы ее решение (1) будем искать в виде:

$$U_r = \sum_{n=2,4,\dots} V_{r,n}(r) \cos n\varphi + V_{r,0};$$

$$U_\varphi = \sum_{n=2,4,\dots} V_{\varphi,n}(r) \sin n\varphi.$$

Находя производные и подставляя их в уравнение (1), приходим к системе двух дифференциальных уравнений вида:

$$\begin{cases}
 D_2 r^2 V''_{r,n} + D_2 r V'_{r,n} - \\
 -G_1 V_{r,n} + G_2 r V'_{\varphi,n} - G_3 V_{\varphi,n} = 0 \\
 D_4 r^2 V''_{\varphi,n} + D_4 r V'_{\varphi,n} - \\
 -G_1 V_{\varphi,n} - G_2 r V'_{r,n} - G_3 V_{r,n} = 0
 \end{cases}
 \tag{4}$$

где: штрихи означают дифференцирование по переменной r ; G_i – новые константы, которые выражаются через D_i и n .

Краевые условия запишутся:

$$\begin{aligned}
 V_{r,0} &= G_0 \Delta \text{ при } r = \alpha; \\
 D_2 V'_{r,0} - D_0 V_{r,0} &= 0 \text{ при } r = 1,
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

где: $G_0 = 2/\pi$.

Для решения краевой задачи (4), (5) разработан уточненный метод прогонки. Деля отрезки (a, b) на m частей с шагом $h = (b-a)/m$, представим производные во внутренних точках отрезка в виде:

$$\begin{aligned}
 y'_i &= \frac{y_{i+1} - y_{i-1}}{2h}; \\
 y''_i &= \frac{y_{i-1} - 2y_i + y_{i+1}}{h^2}
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

а для краевых точек a, b соответственно:

$$\begin{aligned}
 y'_1 &= \frac{-3y_1 + 4y_2 - y_3}{2h}; \\
 y'_{m+1} &= \frac{y_{m-1} - 4y_m + 3y_{m+1}}{2h}
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

При прямом движении определялись коэффициенты уравнений, которые связывают значения искоемых функций y, z в данной точке со значениями этих функций в двух последующих точках. Так, для внутренних точек соотношения имеют вид:

$$\begin{aligned}
 y_i &= M_{1i} y_{i+1} + M_{2i} z_{i+1} + M_{3i}; \\
 z_i &= M_{4i} y_{i+1} + M_{5i} z_{i+1} + M_{6i}
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

где: M_{ji} – элементы векторов, которые строятся при прямом движении, зависят от $E_r, E_\varphi, G_{r\varphi}, \nu_{r\varphi}$, коэффициентов α_k, β_k , значений функции $f_i(x)$ в точках разрыва.

При обратном движении последовательно определялись решения y_i, z_i в точках разрыва отрезка справа налево. Вычисления производных проводилось в новом цикле после построения векторов y, z по формулам вида (6), (7).

Предлагаемый метод рассчитывался на компьютере при различных упругих характеристиках материала и относительных толщинах α кольца. Основная программа представляет собой алгоритм исследования напряженно-деформированного состояния предлагаемой системы; с точки зрения симметрии рассматривалась четверть кольца, то есть $0 \leq \varphi \leq \pi/2$.

Предлагаемый метод прогонки был оформлен в подпрограмму, которая использовалась при значениях $n = 2, 4$, для построения матриц y, z, y', z' размерностью $m \times p$, значения p подбирались так, чтобы обеспечить сопряженность при вычислении напряжений $\sigma_r, \sigma_\varphi, \tau$ (формулы для них из-за громоздкости вычислений не приводятся).

Что касаясь значений m , необходимо отметить, что метод проверялся на контрольном примере с известным аналитическим решением [13-20]. Так, при делении отрезка единичной длины на 100 частей достигалась точность решения с ошибкой, меньшей 1% в каждой точке.

В соответствии с выбранной методикой проводилось начальное разделение на $10m$ частей отрезка $(\alpha, 1)$ для построения векторов y_i, z_i с высокой точностью, а потом уже строились матрицы y_i, z_i, y'_i, z'_i размерностью $m \times p$, то есть вдоль радиуса r напряженно-деформированное состояние (НДС) исследовалось в $m + 1$ точках.

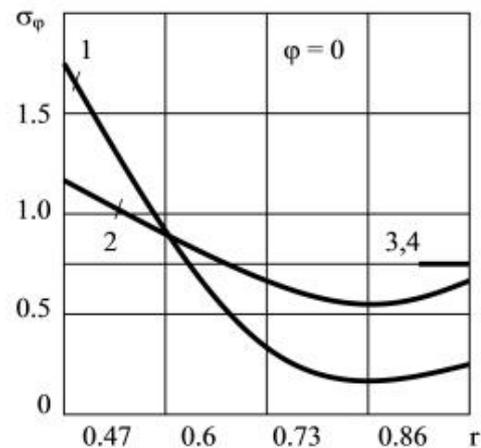


Рис. 1. Распределение окружных напряжений
Fig. 1. Distribution the circumferential stresses

На рис. 1 показано распределение окружных напряжений σ_φ в сечении $\varphi = 0$, а на рис. 2 – в сечении $\varphi = \pi/2$. На рис. 1, 2 кривым 1, 2 соответствуют значения $\alpha = 0,472$; $E_r/E_\varphi = 0,25$; $E/E_\varphi = 1$, а кривым 3, 4 – $\alpha = 0,95$ и те же значения E_r/E_φ по данным работы [3]. Как видно по рис. 1, для колец с толщиной $\alpha = 0,472$ в сечении $\varphi = 0$ для $E_r/E_\varphi = 0,25$ максимальные напряжения по внутреннему кольцу увеличиваются на 40% в сравнении с изотропным кольцом ($E/E_\varphi = 1$), тогда как для тонких колец распределение напряжений равномерное.

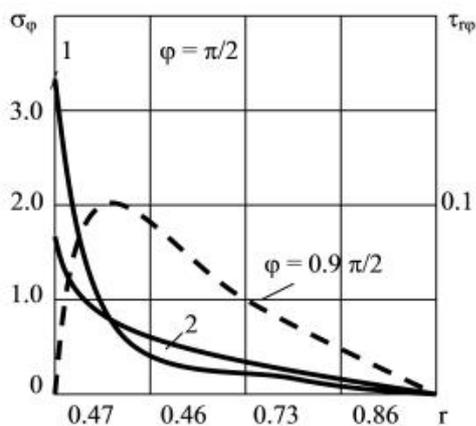


Рис. 2. Распределение окружных и касательных напряжений

Fig. 2. Distribution circumferential and tangential stresses

В сечении $\varphi = \pi/2$ (рис. 2) неравномерность распределения напряжений по радиусу при увеличении относительной толщины до $\alpha = 0,472$ резко увеличивается. Так, для $E/E_\varphi = 1$ и $E_r/E_\varphi = 0,25$ максимальные окружные напряжения увеличиваются соответственно в 2,9 и 4 раза по внутренним волокнам кольца сравнительно с кольцами с относительной толщиной $\alpha = 0,95$.

Распределение касательных напряжений $\tau_{r\varphi}$ для $E/E_\varphi = 1$ показано штриховой линией на рис. 2.

Наибольшее значение напряжений наблюдается на расстоянии 0,1 толщины кольца в поперечном сечении под углом $\varphi = 0,9\pi/2$ и на порядок меньше нормальных напряжений.

ВЫВОДЫ

1. Для колец с относительной толщиной меньше 0,5 независимо от их физико-механических характеристик материала распределение окружных напряжений очень неравномерное.

2. При уменьшении отношения E_r/E_φ неравномерность распределения напряжений по поперечному сечению увеличивается.

3. Наибольшая неравномерность распределения окружных напряжений σ_φ имеет место в крайней точке контакта кольца и пальца, где при статических испытаниях именно и происходит разрушение.

4. Для повышения несущей способности звеньев цепи конвейера необходимо увеличивать относительный радиус внутреннего волокна и уменьшать относительную толщину кольца.

Полученные результаты используем для расчета звеньев цепи из армированных композитных материалов.

На основании обработки результатов вычислений величина максимального растягивающего усилия запишется:

$$P_{max} = \frac{\sum \tilde{\sigma}_r}{\alpha(1-\alpha)K_\sigma^{max}} 2F\sigma^a, \quad (9)$$

где: $\sum \tilde{\sigma}_r = \int_0^{\pi/2} \tilde{\sigma}_r \cos\varphi d\varphi$, $\alpha = r_1/r_2$, K_σ^{max} – макси-

мальный коэффициент концентрации окружного напряжения, F – площадь арматуры, σ_B^a – предел прочности арматуры.

Для случая армирования стекловолокнами с $\sigma_B^a = 2500$ МПа, $\alpha = 0,42$, $\sum \tilde{\sigma}_r = 0,2662$, $K_\sigma^{max} = 4,173$ получено $P = 29700$ Н. Масса такого звена будет 0,035 кг.

В двухшарнирной цепи конвейера ПМЦ-200Д используется пластина из стали 45Г толщиной 6 мм, массой 0,337 кг и разрывным усилием 32900 Н без учета концентрации напряжений. Для получения такого же разрывного усилия цепи, вставку из полиамида обматываем стекловолокном с $\sigma_B = 2500$ МПа, пропитанным эпоксидной смолой. Необходимая площадь поперечного сечения арматуры при коэффициенте армирования $\eta = 0,7$ будет 19 мм², а масса такой пластины 0,035 кг, что в 9 раз меньше стальной. Очевидна эффективность использования армированных полимерных материалов для изготовления звеньев цепи конвейера.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мороз М.А. 1989. АС СССР № 1500273, А61В17/28, Устройство М.А. Мороза для пережатия сосудов и наложения лигатуры; заявл. 27.05.87; опубл. 15.08.89, Бюл. №30. (СССР).
2. Freiwald; Edward S. (Pewaukee, WI), Thomson; Ronald E. (Cambridge, WI), 1974. Патент США № 3804232, В65G 17/06, STRUCT-URALLY BALANCED PLASTIC CONVEYOR CHAIN; заявл. December 4, 1972; опубл. April 16.
3. Theijsmeijer; Frederik. 1979. (Racine, WI) Патент США № 4150584, В65G 17/38, Double flexing chain; заявл. July 18, 1977; опубл. April 24.
4. Hobbs; Charles F. 1980. (Des Peres, MO) Патент США № 4198814, В01J 23/30, Catalyst and reverse disproportionation process; заявл. August 31, 1978; опубл. April 22.
5. Hobbs; Charles F. 1984. (Des Peres, MO), Патент США № 4439627, В01J 23/30, Catalyst and reverse disproportionation process; заявл. July 29, 1982; опубл. March 27.

6. **Парцевский В.В. 1970.** О растяжении анизотропного кольца жесткими телами. *Мех. Полим.* № 6, 113.
7. **Лехницкий С.Г. 1950.** Теория упругости анизотропного тела. М., 150.
8. **Voytyuk V., Demko A., Nadtochiy O., Demko S. 2003.** Determination of resource recovery units. *Motrol. Motorization and energetics in agriculture.* Lublin. Tom 6.
9. **Амбарцумян С.А. 1974.** Общая теория анизотропных оболочек. – М.: «Наука», 223.
10. **Колчин Г.Б. 1977.** Плоские задачи теории упругости неоднородных тел. Кишнев: «Штиинца».
11. **Лурье А.И. 1970.** Теория упругости. – М.: «Наука», 270.
12. **Тимошенко С.П. 1975.** Теория упругости. (Перевод с англ. Под ред. Г.С. Шапиро. – М.: «Наука».
13. **Роров А. 2010.** *Novaja teorija kontaktnoj prochnosti uprugo szhatyh tel / A. Popov // MOTROL. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture Polish Academy of Sciences Branch of Lublin Ropczyce School of Engineering and Management.* – Lublin. Tom 12A.
14. **Савин Г.Н. 1968.** Распределение напряжений около отверстий. Киев: «Наукова думка», 180.
15. **Лейбензон Л.С. 1947.** Курс теории упругости. – М.: Гостехиздат, 323.
16. **Кинцис Т.Я. 1972.** Методы статических испытаний армированных пластиков. Рига: «Зинатне», 146.
17. **Демьянушко И. В., Биргер И. А. 1978.** Расчет на прочность вращающихся дисков. – М.: Машиностроение, 247.
18. **Харламов С. В. 1991.** Практикум по расчету и конструированию машин и аппаратов пищевых производств. Л.: Агропромиздат. Ленинградское отделение, 256.
19. **Соколов В.И. 1983.** Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. – М.: Машиностроение, 447.
20. **Писаренко Г.С. 1979.** Сопrotивление материалов. 5-е изд. перераб. и доп. – К.: Высшая школа. Головное издательство, 696.

THEORETICAL MOTIVATION OF THE
CALCULATION SECTION CHAIN OF THE
CONVEYOR FROM POLYMERIC KOMPOSITE
MATERIALS

Summary. A hauling organ in the suspended conveyers are demountable or two joint chains. During work with food products impermissible the use of lubricating materials. Using of polymeric materials for making of conveyers in processing industry allows to work without greasing of chain. Except for that application of polymeric materials allows to decrease mass of conveyor, power of engines and drive, and also expenses of energy.

To get sufficient hauling effort, polymers must be reinforced continuous fibers. At making of link of two joint chains from polymeric composition materials an insertion is wrapped around in the special adaptation the resinated continuous fibres. Demountable chains in the suspended conveyers consist of two external and internal links of united by a finger.

For research intense-deformed statuses of parts of a circuit of the conveyor is represented them anisotropic of a ring. The contact task of loading of a ring by a stamp is solves by drive method. The distribution normal and tangent of stresses in parts of a ring for various values of the physical-mechanical characteristics of a material of a ring and for various values of a backlash is received. Use of winding for manufacturing parts of a circuit of the conveyor enables considerably to reduce weight.

The results of calculations allow to draw a conclusion that for rings with a relative thickness less than 0,5 regardless of physical and mechanical properties of material distributing of tensions very unevenly. For the increase of bearing strength of links of chain of conveyor it is necessary to increase the relative radius of internal fibre and diminish the relative thickness of ring.

Key words: chain, conveyor, polymeric composite materials, anisotropic rings.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВУХЭЛЕКТРОДНОГО ПЕРВИЧНОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ

Оксана Гонсьор

Львовский национальный аграрный университет

Ул. В. Великого, 1, Дубляны, Украина. E-mail: gonsor.oksana@gmail.com

Lviv National Agrarian University

St. Vladimir the Great, 1, Dubliany, Ukraine. E-mail: gonsor.oksana@gmail.com

Аннотация. В данной статье рассмотрен один из перспективных методов определения электрофизических параметров объектов неэлектрической природы - метод измерения полной электрической проводимости или адмитанса. Для реализации этого метода используют кондуктометрические ячейки. Они бывают разных форм и конструкций, в зависимости от конкретных задач исследования.

Принцип метода основан на зависимости электрической проводимости вещества от количества растворенных солей в нем. Измеряется сопротивление (проводимость) электролитической ячейки, которая являет собой заполненный электролитом сосуд с двумя или большим количеством электродов. На практике такие измерения проводятся как на постоянном, так и на переменном токе с использованием контактных и бесконтактных сенсоров. Измерение на переменном токе имеет ряд преимуществ, а именно: устраняется процесс электролиза во время измерения, повышается точность, появляется возможность разложить проводимость на активную и реактивную составляющие.

Объект контроля рассматривается как двухполюсник с определенными параметрами в цепи переменного тока. Электрическая схема замещения такого объекта содержит информативные параметры и параметры, которые мешают измерению, в частности приэлектродный импеданс.

Для дополнительного анализа информативных и неинформативных параметров при измерении адмитанса в работе представлена эквивалентная электрическая схема кондуктометрической двухэлектродной ячейки. В данной схеме учитываются такие элементы, как импеданс Варбурга, емкость двойного слоя и параллельная емкость, составляющими которой есть: емкость между проводами, а также емкости, обусловленные конструктивными параметрами электролитической ячейки.

Проведен математический анализ схемы замещения по активной и реактивной составляющим, считая их информативными параметрами комплексной проводимости многоэлементного двухполюсника. Анализ показал, что при измерении на переменном токе на высоких частотах некоторые неинформативные параметры исчезают, а эквивалентная схема значительно упрощается. Но приэлектродная емкость остается. Поэтому измерения следует проводить на оптимальной частоте, определенной экспериментальным методом.

Ключевые слова. Измерительный преобразователь, кондуктометрическая ячейка, адмитанс, активная и реактивная составляющая, частота.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Быстро растущие требования к зондированию, обнаружению и определению огромного количества различных соединений в широком диапазоне тест-систем в очень разных условиях подчеркивают необходимость интенсивных теоретических и методологических исследований.

Особенный интерес для промышленной практики представляют электрохимические методы анализа, которые позволяют автоматизировать контроль качества продукции, контроль технологического режима в производстве и мониторинг окружающей среды.

Кондуктометрия, как один из таких методов, нашла широкое применение для технологического контроля жидкофазных процессов (водоочистка, водоподготовка, синтез химических реагентов, производство удобрений и ряд других химических производств) [1, 2]. В медицинской практике кондуктометрические методы широко используют для анализа биологических жидкостей и тканей. Известны кондуктометрические способы количественного определения индивидуальных веществ, например, алифатических спиртов, ионов аммония, аминокислот.

Хорошим примером является измерения высокочастотного электрического импеданса тест-систем. Этот принцип, на самом деле, довольно старый. Тем не менее, его аналитическое применение встречается редко и в основном ограничивается высокочастотным титрованием и определением воды в неводных образцах. Возобновление интереса к этим измерениям появились совсем недавно. Это обусловлено тем, что контактные методы измерения электрической проводимости растворов электролитов на переменном токе высокой частоты отличаются высокой точностью, селективностью, простой реализации, гибкостью и низкой стоимостью [3, 4].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

По мнению большинства специалистов, актуальной задачей при создании приборов с кондуктометрическими ячейками и сенсорами для кондуктометрического контроля является разработка измерительных схем, инвариантных к изменениям неин-

формативных параметров, прежде всего, емкости двойного электрического слоя [5, 6]. Также для обеспечения необходимой точности измерений важен правильный подбор конструктивных параметров кондуктометрической ячейки. Вопрос оптимизации параметров измерительного преобразователя адмитанса рассмотрен в научных трудах [7, 8].

Кондуктометрические измерения в диапазоне частот можно применять для определения количественного и качественного состава жидкости, путем измерения активной и реактивной составляющей проводимости на разных частотах [9]. Чтобы исследовать эту методологию, измерительный преобразователь и объект исследования в нем подают в виде многоэлементного двухполюсника [10].

Существенный вклад в развитие теории и практики получения информации о параметрах элементов двухполюсника внесли исследования, представленные в научных трудах [11-14], где показаны возможности контролировать определенные параметры воды, спиртовых растворов и других объектов путем измерения комплексной проводимости (адмитанса). Среди работ последних лет следует отметить диссертационные работы М. Р. Герасим [15], Плахтий Н.Л. [16], Мартынович Н.В. [17]. В результате проведенных ими исследований решен ряд важных теоретических и практических вопросов, которые касаются методов измерения электрических параметров разных объектов квалитетрии и метрологического обеспечения измерений.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

При разработке измерительных схем для определения электрофизических параметров веществ неэлектрической природы приходится учитывать ряд факторов, влияющих на погрешность измерения [18]. Поэтому актуальными будут дополнительные методологические и теоретические исследования и математическое моделирование первичных измерительных преобразователей.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

При измерении адмитанса исследуемых объектов часто используют двухэлектродную кондуктометрическую ячейку, у которой есть такие преимущества, как простота конструкции, низкая стоимость, гибкость в применении, достаточно высокая точность. Для того, чтоб сделать математическое моделирование ячейки, представим ее электрическую эквивалентную схему (рис. 1). Физическую суть процессов, которые проходят на электродах при протекании переменного тока, можно представить следующим образом. Часть тока, который протекает через электролит, тратится на перезарядку конденсатора C , а другая часть – на разряд ионов на электроде, в результате которого создается дополнительные поляризационные сопротивление R_s и емкость C_s , а также сопротивление электрохимической поляризации [19].

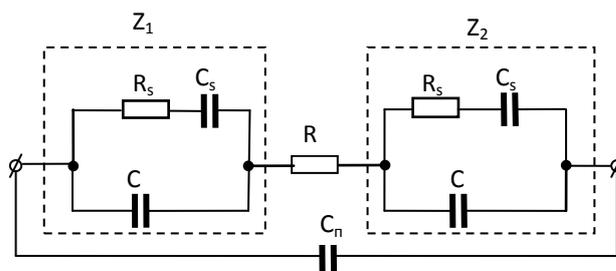


Рис. 1. Эквивалентная схема двухэлектродной кондуктометрической ячейки

Fig. 1. Equivalent chart of double-electrode conductivity cell

В данной схеме R – сопротивление исследуемого образца. Сопротивление R_s и емкость C_s – элементы, которые зависят от частоты, их еще называют импедансом Варбурга. Емкость C – емкость двойного слоя (не зависит от частоты), а емкость C_{Π} (параллельная емкость) определяется за формулой:

$$C_{\Pi} = C_1 + C_2 + C_3, \quad (1)$$

где: $C_1 = \frac{\varepsilon_0 \varepsilon_x S}{d}$; $C_2 = \frac{\varepsilon_0 \varepsilon_n S}{d}$; C_3 – емкость между проводниками, которые соединяют электролитическую ячейку с измерительным преобразователем.

Емкости C_1 и C_2 – определяются расстоянием между электродами S , площадью электродов d , а также диэлектрическими проницаемостями раствора ε_x и воздуха ε_n . Информативным параметром, который содержит информацию о составе электролита необходимо считать также емкость C_1 , а к паразитным емкостям, которые определяют погрешности измерения, необходимо отнести лишь емкости C_2 и C_3 [20]. Ранее в исследованиях анализ отмеченных емкостей не проводился, причем как информативный параметр анализируется лишь активное сопротивление раствора, а емкость C_n принимается как паразитная. Поэтому целесообразно провести математический анализ схемы замещения по активной и реактивной составляющим, как информативным параметрами комплексной проводимости многоэлементного двухполюсника, схема которого изображена на рис. 1.

Исследуем данную эквивалентную схему электролитической ячейки с помощью математического моделирования. Принимаем во внимание, что проводимость и сопротивление – величины обратно пропорциональны. Исходя из известной формулы, которая определяет емкостное сопротивление

$$X_C = \frac{1}{j\omega C_{\Pi}},$$

можно сделать вывод, что при увеличении частоты рабочего напряжения влияние емкостного сопротивления будет увеличиваться, а при уменьшении паразитных емкостей это влияние уменьшается. Таким образом, при низких рабочих частотах и большом расстоянии между электродами можно принять $C_{\Pi} \rightarrow 0$ [20]. Тогда сопротивление Z_1 можно записать следующим образом:

$$Z_1 = \frac{\left(\frac{1}{j\omega C_s} + R_s\right) \frac{1}{j\omega C}}{\frac{1}{j\omega C} + \frac{1}{j\omega C_s} + R_s} = \frac{1 + j\omega C_s R_s}{j\omega C_s + j\omega C - \omega^2 C C_s R_s}. \quad (2)$$

$$Z_1 = Z_2 = Z. \quad (3)$$

Полное сопротивление первой ветки эквивалентной схемы кондуктометрической ячейки можно записать следующим образом (учитывая, что $C_{\Pi} = 0$):

$$Z' = 2Z + R, \quad (4)$$

$$Z' = R + 2 \frac{1 + j\omega R_s C_s}{j\omega C_s + j\omega C - \omega^2 C C_s R_s} = \frac{2 + j2\omega R_s C_s + j\omega(C + C_s)R - \omega^2 C C_s R_s R}{j\omega(C_s + C) - \omega^2 R_s C C_s}. \quad (5)$$

Проводимость первой ветки – величина, обратная к сопротивлению, то есть:

$$Y' = \frac{1}{Z'} = \frac{j\omega(C + C_s) - \omega^2 C C_s R_s}{2 - \omega^2 R_s R C C_s + j\omega[R(C_s + C) + 2C_s R_s]}. \quad (6)$$

Общая проводимость при учете паразитной емкости C_{Π} будет иметь следующий вид:

$$Y = \frac{j\omega(C + C_s) - \omega^2 C C_s R_s}{2 - \omega^2 R_s R C C_s + j\omega[R(C_s + C) + 2C_s R_s]} + j\omega C_{\Pi} = \frac{j\omega(C_s + C) - \omega^2 C C_s R_s + j2\omega C_{\Pi} - j\omega C_{\Pi} \omega^2 C C_s R_s - \omega^2 C_{\Pi} [R(C_s + C) + 2C_s R_s]}{(2 - \omega^2 C C_s R_s R) + j\omega[R(C_s + C) + 2C_s R_s]}.$$

Во время измерений активной и реактивной проводимости в диапазоне частот при увеличении частоты до нескольких десятков килогерц элементы C_s и R_s , которые зависят от частоты, можно принять равными нулю 0. Тогда схема измерений значительно упростится и приобретет следующий вид (рис. 2):

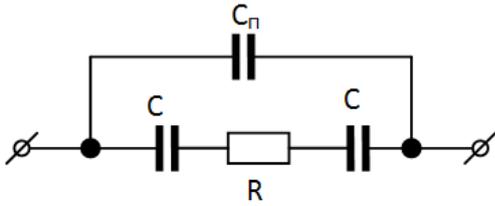


Рис. 2. Схема замещения электролитической ячейки при измерениях на высоких частотах

Fig. 2. Chart of substituting for an electrolytic cell at measuring on high-frequencies

По данной схеме выражение для комплексной проводимости можно представить следующим образом:

$$Y = \frac{j\omega C + j\omega 2C_{\Pi} - \omega^2 C_{\Pi} R C}{2 + j\omega R C} = \frac{(j\omega C + j\omega 2C_{\Pi} - \omega^2 C_{\Pi} R C)(2 - j\omega^2 R C)}{4 + \omega^2 R^2 C^2}. \quad (8)$$

Выделим активную и реактивную составляющую проводимости (по упрощенной схеме). Активная составляющая будет иметь следующий вид:

$$\operatorname{Re}(Y) = \frac{-2\omega^2 C_{\Pi} C + \omega^2 C^2 R + \omega^2 2C_{\Pi} R C}{4 + \omega^2 R^2 C^2}. \quad (9)$$

Выполнив необходимые математические преобразования, получим следующее выражение для активной составной проводимости:

$$\operatorname{Re}(Y) = \frac{\omega^2 C^2 R}{4 + \omega^2 R^2 C^2} = \frac{1}{R} \frac{1}{1 + \left(\frac{2}{\omega R C}\right)^2}. \quad (10)$$

Поскольку активная составная проводимости $G = 1/R$, то формулу (10) можно записать следующим образом:

$$\operatorname{Re}(Y) = G \frac{1}{1 + \left(\frac{2G}{\omega C}\right)^2}. \quad (11)$$

Исходя из (8) реактивную составляющую проводимости можно записать такой формулой:

$$\operatorname{Im}(Y) = \frac{j\omega 2C + j\omega 4C_{\Pi} + j\omega^3 R^2 C^2 C_{\Pi}}{4 + \omega^2 R^2 C^2} = j\omega C_{\Pi} \left[\frac{4 + \omega^2 R^2 C^2}{4 + \omega^2 R^2 C^2} + \frac{\frac{2C}{C_{\Pi}}}{4 + \omega^2 R^2 C^2} \right]. \quad (12)$$

Отсюда, вследствие математических преобразований получим:

$$\operatorname{Im}(Y) = \omega C_{\Pi} \left(1 + \frac{2 \frac{C}{C_{\Pi}}}{4 + \omega^2 R^2 C^2} \right). \quad (13)$$

Следовательно, для эквивалентной схемы двухэлектродной электролитической ячейки, которая используется для исследования электрофизических параметров объектов неэлектрической природы, выделена активная и реактивная составляющая, которые описываются формулами (11) и (13). Как видно из данных формул активная составляющая проводимости не зависит от паразитной емкости C_{Π} . Однако влияние паразитного емкостного сопротивления $X = 1/\omega C_{\Pi}$ следует учитывать, поскольку он также влияет на точность полученных результатов. Поэтому, когда необходимо обеспечить высокую точность измерений следует избавиться от емкостного сопротивления и использовать мультиэлектродные кондуктометрические ячейки.

Для измерения активной и реактивной составляющих электропроводности с помощью двухэлектродной кондуктометрической ячейки, можно использовать схему, представленную на рис. 3.

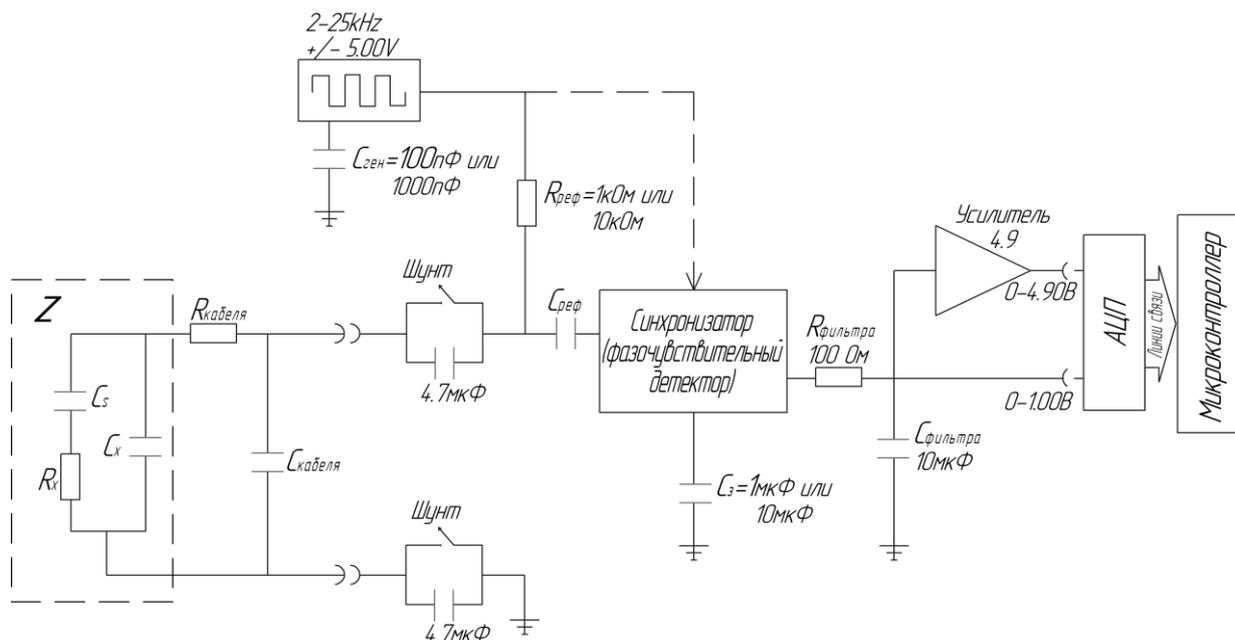


Рис. 3. Мост для измерения проводимости
Fig. 2. Conductance-measurement bridge

Данная схема представляет собой резистивный делитель который подает управляющий сигнал прямоугольной формы с частотой от 2,2 до 25 кГц. Степень затухания делителя определяется сопротивлением датчика проводимости. Ослабленное напряжение переменного тока выпрямляется синхронным фазочувствительным детектором и представлено на выходе как сигнал в диапазоне 0 – 1.000В или 0-4.900В. Внутренне генерируемый опорный сигнал +1.000В используется для генерирования прямоугольного сигнала с амплитудой $\pm 0,500$ В. Опорное напряжение одновременно является и выходным, таким образом подключенный АЦП также может использовать его в качестве опорного. Выход АЦП затем может быть преобразован пропорционально опорному напряжению 1.000В.

Поскольку используется 16-битный АЦП, погрешность квантования является незначительной на протяжении большей части диапазона измерений (200 Ом до 5 МОм), и увеличивается только на 1% от измеренного сопротивления или проводимости в одной из границ диапазона [21].

ВЫВОДЫ

1. В результате теоретического анализа активной и реактивной составляющих проводимости установлено, что активная составляющая зависит от соотношения между активной проводимостью и приэлектродной емкостью, а реактивная дополнительно зависит от соотношений между приэлектродной и параллельной емкостями. Поэтому целесообразно измерение проводить на высоких частотах, что уменьшает влияние таких соотношений на общий результат.

2. При исследовании математической модели электролитической ячейки учтена реактивная со-

ставляющая комплексной проводимости, как информативный параметр. Это дает возможность полнее описывать все процессы, которые проходят при измерении электропроводности объекта исследования на переменном токе.

3. Приведенная электрическая схема позволит автоматизировать процесс измерения электропроводности исследуемых веществ и обработать полученные результаты с помощью микропроцессорного устройства. Использование элементов с определенными параметрами обеспечит высокую точность измерений и преобразования результата в цифровой сигнал.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Маслак В., Насонкина Н., Гутарова М., Яковенко К., Чумак А. 2014. Анализ норм водопотребления в Украине // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin. – Vol. 16. № 6. 43-53.
2. Эпоян С., Штонда И., Штонда Ю., Шаляпин С., Шаляпина Т., Зубко А. 2013. Обеззараживание сточных вод на локальных очистных сооружениях при использовании ультрафиолетового излучения. // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Vol. 15. №6. 85-92.
3. Андреев В.С. 1971. Об электрических эквивалентных схемах емкостных преобразователей для измерения электропроводности бесконтактным методом / В.С. Андреев // Измерительная техника, – №8. 80-82.

4. **Полищук Є.С. 2000.** Методы и средства измерений неэлектрических величин: Учебник. - Львов: Изд. Национального университета "Львовская политехника", 360. (Украина).
5. **Кагиров А.Г., Романенко С.В. 2011.** Повышение точности измерения кондуктометрического сигнала при контроле состояния поверхностных // Контроль. Диагностика. – Вып. Специальный. 157-159.
6. **Кагиров А.Г., Романенко С.В. 2012.** Измерение активной составляющей электрохимического импеданса растворов с использованием миниатюрной двухэлектродной кондуктометрической ячейки [Электронный ресурс] // Вестник науки Сибири. Серия: Инженерные науки, Т. 4. №. 3. 68-73.
7. **Timmer B., Sparreboom W., Olthuis W., Bergveld P. 2002.** Optimization of an electrolyte conductivity detector for measuring low ion concentrations. – Lab Chip. – Pp. 121-124.
8. **Danek V., Elsevier V., 2006.** Physico-chemical Analysis of Molten Electrolyte. Amsterdam. 327-356.
9. **Походило Е.В., Михалева М.С., Столярчук П.Г. 2012.** Способ контроля качественного и количественного состава жидкости: пат. 97770 Украина: МПК51 G01N 33/00 / Е.В. Походило, М.С. Михалева, П.Г. Столярчук. - №201105589: заявл.12.12.2011; опублик. 12.03.2012, Бюл. № 5. 5.
10. **Походило Е.В. 2004.** Развитие теории и принципов построения измерителей иммитанса объектов квалитетрии: Автореф. дис. на получение научной степени д-ра техн. Наук. – Львов, 40. (Украина).
11. **Походило Е.В. 2012.** Иммитансный контроль качества: Монография / Е.В. Походило, П.Г. Столярчук. – Львов: Изд-во Нац. ун-та «Львовская политехника», 164. (Украина).
12. **Stolyarchuk P., Yatsuk V., Pokhodylo Je., Mikhaleva M., Boyko T., Basalkevych O. 2010.** Electric Sensors for express-method Checking of liquid quality level monitoring, Sensors and Transducers, Vol. 8, Special Issue. 88-98.
13. **Походило Е.В. Хома В.В. 2011.** Измерители CLR з преобразованием «иммитанс-напряжение»: монография – Львов: Изд-во Львовской политехники, 292. (Украина).
14. **Мартынович Н.В. Походило Е.В. 2011.** Исследование твердости питьевой воды за параметрами адмитанса / Н.В. Мартынович, // Вестник Винницкого политехнического института. – № 4. 37-42. (Украина).
15. **Герасим М.Р. 2014.** Развитие метрологического обеспечения измерения электрофизических параметров объектов квалитетрии неэлектрической природы: Автореф. дис. на соискание научной степени кандидата технических наук, Львов, 20. (Украина).
16. **Плахтий Н.Л. 2012.** Идентификация автомобильных бензинов по параметрам иммитанса: Автореф. дис. на соискание научной степени кандидата технических наук, Львов. 21. (Украина).
17. **Мартынович Н.В. 2012.** Метод измерения твердости воды по параметрам иммитанса и его метрологическое обеспечение: Автореф. дис. на соискание научной степени кандидата технических наук, Львов, 20. (Украина).
18. **Кагиров А.Г. 2013.** Разработка и реализация импульсного способа контактной кондуктометрии с треугольной формой питающего напряжения: автореф. дис. на соискание ученой степени кандидата технических наук, Томск, 22.
19. **Гонсьор О.Й. 2008.** Совершенствование нормативно-методического обеспечения для оценивания качества питьевого водоснабжения: Автореф. дис. на соискание научной степени кандидата технических наук, Львов, 20. (Украина).
20. **Походило Е.В. Гонсьор О.Й. 2008.** Контроль качества питьевой воды за электрическими параметрами // Межведомственный научно-технический сборник «Измерительная техника и метрология», выпуск 68. 237-242. (Украина).
21. Using the Conductivity Sensing Wildcard [Electronic resource]. – Access mode: <http://www.mosaic-industries.com/embedded-systems/instrumentation/conductivity-meter> (last access: 20.05.16). – Title from the screen.

MATHEMATICAL DESIGN OF DOUBLEELECTRODE PRIMARY TRANSFORMER

Summary. This article describes the method of determining the electrical parameters of the objects non-electrical nature. This method is base on measuring the total electrical conductivity or admittance. To implement this method using conductometric cell. They come in different shapes and designs. It depends on the specific tasks of the study.

The method is based on the dependence of the electrical conductivity of the substance of quantities of dissolved salts. Measured resistance (conductivity) of the electrolytic cell. This is a vessel, which filled by electrolyte and with two or more electrode. This measurement is carried out at a constant and alternating current. Use the contact and non-contact sensors. Measurement of ac provides higher accuracy. In this method, two-terminal admittance measured in the AC circuit. The electrical equivalent circuit conductivity cell and substance - a multi-element two-terminal network. It contains informative parameters and settings that interfere with the measurement of (near-electrode impedance).

For further analysis of informative and non-informative parameters for measuring the admittance, the article submitted an equivalent circuit diagram of a two-electrode Conductivity cell. This scheme takes into account elements such as the Warburg impedance, double layer capacitance and a parallel capacitance. Parallel capacitance consists of capacitance between conductors

and capacitance, which depends on the design parameters of the electrolytic cell.

The mathematical analysis of the equivalent circuit for the active and reactive components was considered. The reactive component is taken into account, as an informative parameter of a multi-element two-terminal complex conductivity. Analysis showed that by measuring at ac high frequency some uninformative parameters

disappear, and the equivalent circuit is significantly simplified. But the near-electrode capacity still remains. Its influence can be eliminated by using a four-electrode conductivity cell.

Key words. Measuring transformer, conductometry cell, admittance, active and reactive constituent, frequency.

АЛГОРИТМЫ ДИАГНОСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Игорь Дмитрив, Василий Дмитрив

Львовский национальный аграрный университет

Ул. В. Великого, 1, Дубляны, Украина. E-mail: dmytriv_igor@ukr.net

Igor Dmytriv, Vasyl Dmytriv

Lviv National Agrarian University

St. Vladimir the Great, 1, Dubliany, Ukraine. E-mail: dmytriv_igor@ukr.net

Аннотация. В статье наведены анализ оценки ошибок значений, возникающие при исследовании динамических параметров и диагностике процессов и использовании тестирующих воздействий на объект диагностирования (ОД).

Статья посвящена обоснованию параметра и разработке алгоритмов диагностирования двигателей внутреннего сгорания. Проведенный анализ современного состояния вопроса, на основании которого предложены принципы и критерии необходимы для создания диагностической системы.

Проведен анализ основных задач которые должно решать современное диагностическое оборудование.

Разработаны алгоритмы для определения работоспособности, поиска дефектов и прогнозирования изменения параметров.

Предложен принцип модульных диагностических систем, в которых диагностирования каждого узла исследуемого объекта можно разделить на отдельные модули, дает возможность диагностировать как отдельные системы объекта, так и объект в целом.

Предложен коэффициент рабочего процесса, как параметр диагностики двигателя – характеризующий степень неидентичности последовательных рабочих циклов, неудовлетворительного перемешивания воздуха с топливом, неоднородности объема рабочей смеси в камере сгорания, обеспечивает формирование баз данных диагностических параметров, самонастройку границ диагностических параметров в зависимости от условий эксплуатации.

Для двигателей, которые эксплуатируются $K < 1$. Чем больше коэффициент будет отличаться от единицы, тем рабочий процесс в камере сгорания более не соответствует техническим условиям.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, алгоритм диагностики, сенсоры, форсунка, параметры диагностики, коэффициент рабочего процесса.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Математические модели динамических процессов при движении машинно-тракторных агрегатов описанные в технической литературе, обычно разработаны в предположении детерминированного характера воздействия и при большом количестве ограничений, что идеализирует реальные условия эксплуатации. Разработка математической модели с учетом всех возможных воздействий в реальном времени практически невозможно. Применение ста-

тических методов позволяет получить удовлетворительное приближение, но соответственно, возникает необходимость обработки большого объема информации.

Анализ технологических систем показывает, что обеспечение эксплуатационных параметров надежности их работы основывается на контроле технологических параметров и технических характеристик технологического оборудования а также технической системы в целом.

Параметры диагностирования разделяют на две группы: динамические, которые можно определить только в процессе работы технологической системы; статические – определяются при нерабочем состоянии машины. К статическим диагностическим параметрам относятся геометрические размеры (конструктивные), меняются в процессе наработки машины и определяются непосредственным измерением при разборке, либо не разборке агрегата, машины. Данные параметры указывают на соответствие конструкции стандарту или техническим условиям на конструкцию.

Второй группой диагностируемых параметров являются динамические, определяются в процессе работы технологической системы (машины) и для данного измерения необходимы соответствующие средства (сенсоры, преобразователи) и методы их реализации.

К динамическим параметрам можно отнести давление, деформацию (удлинение, сжатие, изгиб), силу тока, напряжение и другие параметры, а также производные функции от них [1].

В отличие от статических диагностических параметров, которые являются только техническими, динамические диагностические параметры могут быть технологическими и техническими.

Не всегда удается четко провести распределение между технологическим и техническим динамическими параметрами диагностики. Для достоверности параметров важно иметь представление как диагностический параметр влияет на технологический процесс и техническую характеристику машины.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Исследуя системы автоматического регулирования с использованием компьютера [2] исследователями предложен алгоритм для создания управляющего сигнала (рис. 1).

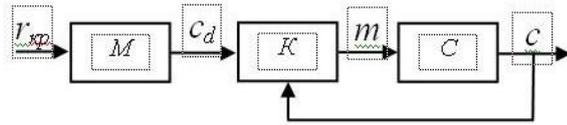


Рис. 1. Схема получения управляющего сигнала с использованием компьютера: C – управляемая линейная система; K – компьютер; M – модуль, вырабатывает сигнал реакции при адаптации системы; r_{kr} – предельное значение; c_d – необходимая реакция для получения необходимого переходного процесса; c – время реакции системы; m – обработка отклонения

Fig. 1. The scheme receiving a control signal using a computer: C – guided linear system; K – computer; M – module that generates a signal response in adapting the system; r_{kr} – boundary values; c_d – a necessary reaction to obtain the necessary transition; c – response time; m – processing abnormalities

По мнению исследователей, при условии, что изменение критического значения r_{kr} и реакция системы $c(t)$ достаточно малы как и ошибки [3] которые происходят за интервал времени ΔT (интервал выдачи корректирующих импульсов от компьютера), можно рассматривать систему как линейную и стационарную:

$$e(t) = c_d(t) - c_1(t); \quad \Delta m(t) = m_d(t) - m_1(t). \quad (1)$$

Выражение для определения необходимой величины $C_d(t)$, применив интеграл свертывания [4], можно представить в виде:

$$\begin{aligned} C_d(t) &= C_1(t) + e(t) = \int_{-\infty}^t m_d(\tau) g(t - \tau) d\tau = \\ &= \int_{-\infty}^{-t} m_1(\tau) g(t - \tau) d\tau + \int_{-\infty}^t \Delta m(\tau) g(t - \tau) d\tau, \end{aligned} \quad (2)$$

где: $g(t)$ – импульсная переходная характеристика звена, реакция на действие δ -функции.

Основные отказы, по данным исследователей, при эксплуатации сельскохозяйственной техники с дизельными двигателями приходится на топливную аппаратуру [5, 13, 15-20]. Это объясняется использованием в составе топливной аппаратуры прецизионных сопряжений, которые в процессе работы двигателя испытывают гидроабразивное изнашивание.

Заслуживают внимания исследования электромагнитной форсунки (ЭМФ) для топливной системы Common Rail [6]. Полученная модель перемещения элементов ЭМФ (иглы, штока, клапана управления) с использованием схемы масса-пружина-демпфер была реализована в среде MATLAB/SIMULINK. С использованием методов для моделирования жестких механических схем, по неявной схеме, было решено обычное дифференциальное уравнение.

Задача о потоке топлива в трубопроводе авторами решается с использованием метода Лакса-Фредрихса [7].

Моделируя процесс подачи топлива в аккумулятор топливной системе с помощью программного комплекса AMESim 4.0 [8] исследователи

уточнили значение коэффициента расхода распылителя с учетом явления кавитации, и для повышения точности моделирования учли деформацию мультипликатора ЭМФ. Также авторами представлены результаты расчетно-экспериментального исследования изменения давления в штуцере форсунки в период впрыска топлива.

Для расчета потока топлива в каналах ЭМФ используют волновое уравнение – результат решения Д'Аламбера [9]. Недостатком данного подхода, как известно [10], является возможность с достаточной точностью описывать подачу топлива при давлениях до 100 МПа, и недостаточно учтено тепловой эффект, газовые фазы и гидродинамическое трение.

Исследуя процесс работы современных автоматизированных доильных аппаратов, разработана система самонастройки параметров технической системы [1, 11-12].

Однако приведенные выше методы и способы контроля и моделирования параметров технической системы делают невозможным прогнозирование технического состояния объекта и остаточного ресурса работоспособности в реальном времени функционирования объекта.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель исследований – обоснование параметров и разработка алгоритмов диагностики двигателей внутреннего сгорания.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Диагностика двигателя внутреннего сгорания должна обеспечить решение оперативного контроля параметров и на основе их предложить рекомендации по дальнейшей эксплуатации. При этом использование специализированного микроконтроллера, или группы микроконтроллеров на сегодня таково, что не подлежит сомнению. Система диагностики должна быть одной из составляющих систем двигателя. Поэтому создание диагностического оборудования должно решить следующие основные задачи:

- 1) формирование баз данных параметров, диагностируемых;
- 2) самонастройки границ диагностирования параметров в зависимости от условий эксплуатации;
- 3) оценка состояния технической системы в автоматическом режиме;
- 4) автоматическое развитие алгоритма диагностики системы или конкретного параметра.

Наличие в системе диагностики микроконтроллера (МК) с помощью специальных программ формируются базы данных по результатам диагностирования и проводится их анализ с последующим прогнозированием остаточного ресурса техники или отдельно систем (элементов). При этом заранее назначаются операции по техническому обслуживанию или ремонту с целью исключения возможности простоя техники.

Нами предлагаются алгоритмы работы такой системы при определении работоспособности (рис. 2), при поиске дефектов (рис. 3) и при прогнозировании изменения параметров (рис. 4).

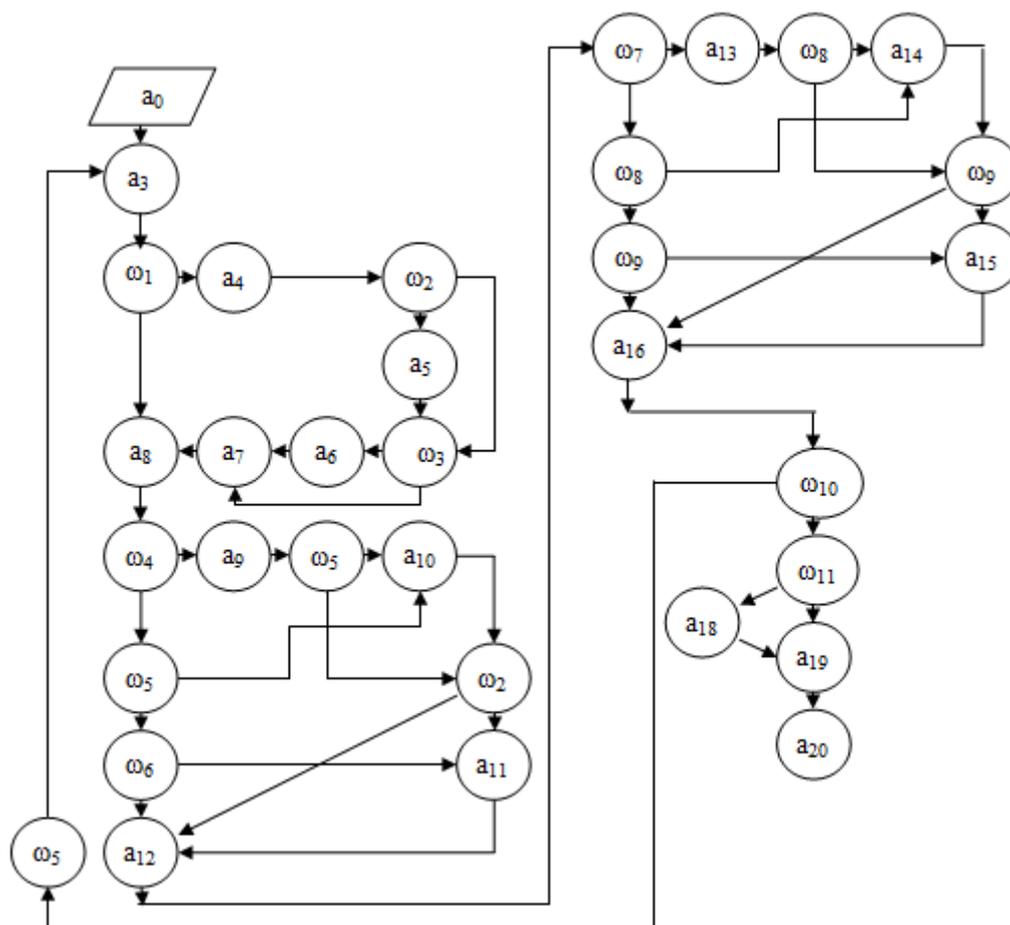


Рис. 2. Алгоритм диагностики системы при определении работоспособности: a_0 – начало; a_3 – выбор подпрограммы диагностики; a_4 – генерирование тестового воздействия; a_5 – преобразование тестовых воздействий; a_6 – коммутация тестовых воздействий; a_7 – передача тестовых воздействий на вход ОД; a_8 – передача с ОД информации о диагностируемых показателях; a_9 – первичное преобразование информации от ОД; a_{10} – нормирование значения диагностируемых показателей; a_{11} – аналогово-цифровое преобразование информации; a_{12} – передача диагностирующей информации; a_{13} – арифметические и логические преобразования информации; a_{14} – логико-вероятностные преобразования информации; a_{15} – цифро-аналоговое преобразование информации; a_{16} – контроль диагностируемых показателей; a_{17} – коммутация диагностируемых показателей; a_{18} – запоминание диагностируемых показателей; a_{19} – отображение или регистрация; a_{20} – конец алгоритма; ω_1 – нужно ли генерировать тестовое воздействие; ω_2 – нужно ли преобразования тестового воздействия; ω_3 – нужна ли коммутация тестового воздействия; ω_4 – требуется ли осуществление первичного преобразования; ω_5 – нужно ли нормирование диагностируемых показателей; ω_6 – необходимо ли кодирование диагностируемых показателей; ω_7 – необходимо ли логическое преобразование диагностируемых показателей; ω_8 – необходимо ли осуществлять логико-вероятные преобразования; ω_9 – необходимо ли цифровое преобразование; ω_{10} – закончены операции по контролю, преобразованию и обработке диагностирующей информации; ω_{11} – необходимо запоминать или регистрировать динамическую информацию

Fig. 2. System diagnostic algorithm in determining operability: a_0 – the beginning; a_3 – choice diagnostic routines; a_4 – generating test action; a_5 – transformation test actions; a_6 – switching test actions; a_7 – transfer of test inputs to the input of OD; a_8 – transmission ML information on diagnosing performance; a_9 – initial conversion from OD information; a_{10} – normalization values diagnosable indicators; a_{11} – analog-to-digital conversion of information; a_{12} – diagnosing the transmission of information; a_{13} – arithmetic and logical conversion information; a_{14} – logic-probabilistic transformation of information; a_{15} – digital-to-analog conversion information; a_{16} – diagnosable control indicators; a_{17} – switching diagnosable indicators; a_{18} – remembering diagnosable indicators; a_{19} – display or registration; a_{20} – the end of the algorithm; ω_1 – do you need to generate a test action; ω_2 – whether transformation test action is necessary; ω_3 – whether switching test action is needed; ω_4 – whether implementation of the primary transformation required; ω_5 – whether diagnosed valuation metrics needed; ω_6 – whether coding parameters must be diagnosed; ω_7 – whether logical conversion rates must be diagnosed; ω_8 – whether to carry logic-conversion must be probable; ω_9 – whether digital conversion is necessary; ω_{10} – completed operations control, transformation and processing of diagnosing information; ω_{11} – need to remember or record the dynamic information

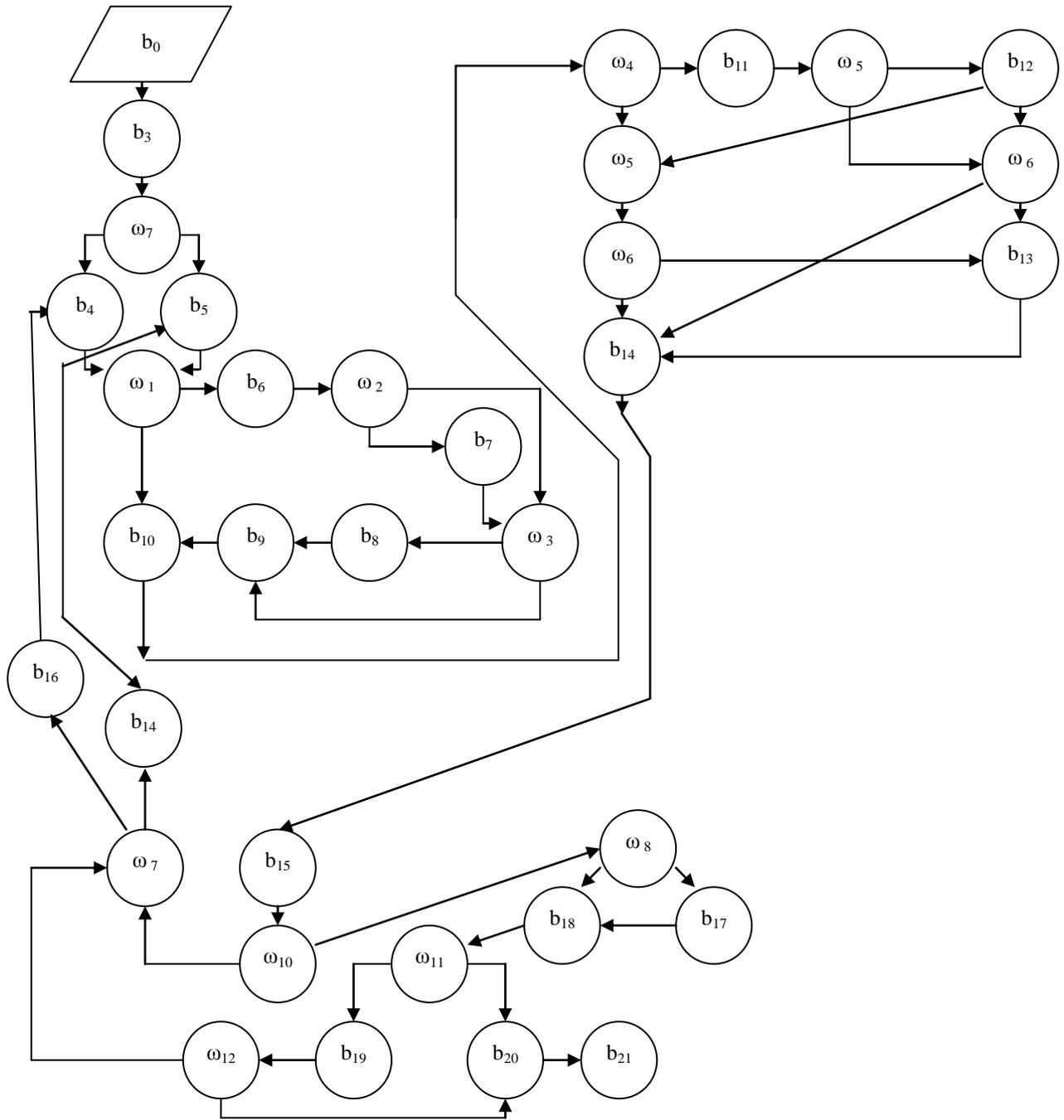


Рис. 3. Алгоритм диагностики системы при поиске дефектов: b_0 – начало; b_3 – выбор алгоритма; b_4 – безусловный алгоритм; b_5 – условный алгоритм; b_6 – генерация теста; b_7 – превращение теста; b_8 – коммутация различных тестов; b_9 – подача тестов на вход ОД; b_{10} – дополнительная информация на вход ОД; b_{11} – преобразование информации; b_{12} – нормирование информации; b_{13} – АЦП; b_{14} – передача информации диагностики на вход ТСД; b_{15} – контроль показателя диагностики; b_{16} – переключение параметров; b_{17} – преобразование информации диагностики; b_{18} – оценка результатов, выдача рекомендаций; b_{19} – запоминание поточной информации; b_{20} – отображение (регистрация) информации; b_{21} – окончание; операторы логических условий ω_1 – ω_6 , ω_{10} – ω_{11} – соответствуют операторам алгоритма диагностики работоспособности; ω_7 – выполняется условный алгоритм; ω_8 – превращение диагностирующей информации; ω_{12} – операции поиска выполнены

Fig. 3. System diagnostic algorithm in finding defects: b_0 – the beginning; b_3 – selection algorithm; b_4 – the unconditional algorithm; b_5 – conditional algorithm; b_6 – generation test; b_7 – transformation test; b_8 – switching different tests; b_9 – feeding tests for isolating input; b_{10} – more information on ML; b_{11} – transformation of information; b_{12} – valuation information; b_{13} – ADC; b_{14} – the transmission information diagnostics input TSD; b_{15} – control parameter diagnostics; b_{16} – switching parameters; b_{17} – conversion diagnostic information; b_{18} – evaluation of results, issuing recommendations; b_{19} – remembering flow of information; b_{20} – display (record) information; b_{21} – end; operators logical conditions ω_1 – ω_6 , ω_{10} – ω_{11} – operators meet diagnostic algorithm operability; ω_7 – implemented a conditional algorithm; ω_8 – diagnosing conversion of information; ω_{12} – search operation performed

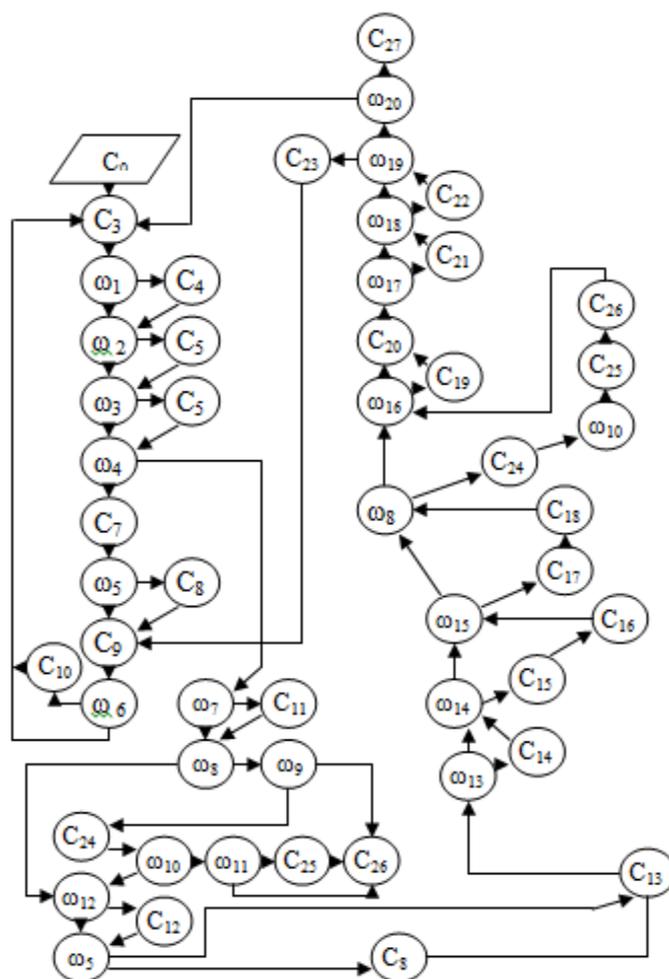


Рис. 4. Алгоритм диагностики системы при прогнозировании изменения параметров: C_0 – начало; C_3 – нормирование диагностируемых показателей; C_4 – преобразование показателей; C_5 – АЦП; C_6 – оценка стационарности процесса; C_7 – запоминание для обучения; C_8 – оценка показателей диагностики; C_9 – построение эталонных классов; C_{10} – запоминание классов; C_{11} – запоминание; C_{12} – оценка вспомогательных параметров; C_{13} – оценка прогнозируемого показателя; C_{14} – запоминание образа; C_{15} – вычисление дисперсии; C_{16} – запоминание дисперсии; C_{17} – вычисление допустимого интервала α (вероятности P); C_{18} – запоминание α , P ; C_{19} – АЦП; C_{20} – отображение прогноза; C_{21} – отображение дисперсии; C_{22} – отражение α и P ; C_{23} – перезапись измеряемой информации вместо априорной; C_{24} – анализ точности прогноза; C_{25} – направление корректировки прогнозируемого параметра; C_{26} – коррекция прогнозируемого параметра; C_{27} – конец; ω_1 – преобразовывать диагностируемые показатели; ω_2, ω_{16} – АЦП; ω_3 – оценка стационарности; ω_4 – предварительное обучение; ω_5 – умножить на весовые коэффициенты; ω_6 – запоминать эталонные классы; ω_7 – запоминать результаты измерений; ω_8 – корректировать начальные значения; ω_9 – корректировать точность параметров; ω_{10} – удовлетворяет точность; ω_{11} – определять направление коррекции; ω_{12} – нужны дополнительные параметры; ω_{13} – запоминать прогноз; ω_{14} – определить дисперсию; ω_{15} – вычислять α и P ; ω_{17} – отображать дисперсию; ω_{18} – отображать α и P ; ω_{19} – перезаписать результаты; ω_{20} – продолжить

Fig. 4. System diagnostic algorithm in predicting changes of parameters: C_0 – the beginning; C_3 – diagnosing valuation indicators; C_4 – conversion parameters; C_5 – ADC; C_6 – assessment process to be stationary; C_7 – memorizing for training; C_8 – assessment of diagnostic performance; C_9 – construction of standard classes; C_{10} – storing classes; C_{11} – remembering; C_{12} – assessment of auxiliary parameters; C_{13} – assessment of predicted value; C_{14} – remembering the image; C_{15} – the calculation of the variance; C_{16} – remembering dispersion; C_{17} – the calculation of the allowable range α (probability P); C_{18} – remembering α , P ; C_{19} – ADC; C_{20} – the forecast display; C_{21} – dispersion mapping; C_{22} – a reflection of α and P ; C_{23} – rewriting the measured data instead of a priori; C_{24} – analysis of forecast accuracy; C_{25} – the direction of the projected adjustment parameter; C_{26} – correction of the predicted parameter; C_{27} – end; ω_1 – convert diagnosable indicators?; ω_2, ω_{16} – ADC; ω_3 – stationary evaluation; ω_4 – preliminary training; ω_5 – multiplied by the weighting factors; ω_6 – remember the reference classes; ω_7 – remember the measurement results; ω_8 – adjusted initial values; ω_9 – to adjust the accuracy of the parameters; ω_{10} – satisfies the accuracy; ω_{11} – determine the direction of correction; ω_{12} – needed additional parameters; ω_{13} – remember forecast; ω_{14} – determine the dispersion; ω_{15} – calculate α and P ; ω_{17} – show dispersion; ω_{18} – display α and P ; ω_{19} – overwrite results; ω_{20} – continue

Кроме МК, присутствие аналого-цифрового преобразователя (АЦП) и комплекта сенсоров которые вмонтированы в объект диагностирования обеспечит оперативную диагностику таких прецизионных узлов, как плунжерные пары, нагнетательные клапана, распылители и др. Это позволит своевременно устранять неисправности возникающие в данных узлах и таким образом экономить средства, затрачиваемые на содержание техники.

Применение экспресс-диагностики за сравнительно небольшой промежуток времени по показателям расхода топлива и мощности, которую развивает двигатель, в автоматическом режиме можно комплексно оценить состояние двигателя и в зависимости от результатов принять решение о более полном диагностировании или эксплуатации. Реализация такого подхода в диагностической системе позволит значительно сэкономить время при оценке технического состояния двигателя в целом и точнее определить направление поиска неисправности при ее наличии.

Создание модульных диагностических систем, в которых диагностирования каждого узла исследуемого объекта можно разделить на отдельные модули, дает возможность диагностировать как отдельные системы объекта, так и объект в целом. Такой подход позволяет логически организовать дальнейшее развитие диагностической системы.

Например, с помощью измерения электрических параметров (L , C , R) после сгорания топлива определяют содержание двуокиси CO_2 и окиси CO углерода. При исправном техническом состоянии двигателя другие продукты неполного сгорания топлива составляют незначительную часть [14].

Весь углерод, который поступает в цилиндры двигателя, окисляется до CO и CO_2 . В идеальном случае:

$$G_C = G_{CO} + G_{CO_2}, \quad (3)$$

где: G_C , G_{CO} , G_{CO_2} – содержание углерода в топливе, углекислого газа и окиси углерода в отработанных газах.

Разделив левую и правую части равенства (3) на G_C , получим:

$$K = \frac{G_{CO} + G_{CO_2}}{G_C}. \quad (4)$$

Коэффициент K характеризует рабочий процесс двигателя. Это делает возможным его использование в качестве параметра диагностики, значение которого характеризует степень неидентичности последовательных рабочих циклов, неудовлетворительного перемешивания воздуха с топливом, неоднородности объема рабочей смеси в камере сгорания.

Для двигателей, которые эксплуатируются $K < 1$. Чем больше коэффициент будет отличаться от единицы, тем рабочий процесс в камере сгорания более не соответствует техническим условиям.

После соответствующего преобразования формула (4) примет вид:

$$K = \frac{\eta_{CO_2} \rho'_{CO_2} \frac{\Delta V_G}{\tau_V} \theta_{CO_2} + \eta_{CO} \rho'_{CO} \frac{\Delta V_G}{\tau_V} \theta_{CO}}{\eta_T \rho'_T \frac{\Delta V_T}{\tau_T}}, \quad (5)$$

где: η_T , η_{CO_2} , η_{CO} – часть углерода в топливе, двуокиси и окиси углерода в отработанном газе; ρ'_T , ρ'_{CO_2} , ρ'_{CO} – относительная плотность топлива, двуокиси и окиси углерода при температуре t , г/см^3 ; ΔV_G – объем газов при сгорании топлива, см^3 ; τ_V – продолжительность образования отработанных газов объема ΔV_G , с; ΔV_T – объем топлива, см^3 ; τ_T – продолжительность расхода топлива объема ΔV_T , с; θ_{CO_2} , θ_{CO} – процент двуокиси и окиси углерода в газах, %.

ВЫВОДЫ

Предложенные алгоритмы и коэффициент K характеризующий рабочий процесс двигателя, обеспечивают формирование базы данных диагностических параметров, самонастройку границ диагностических параметров в зависимости от условий эксплуатации, оценку состояния технической системы в автоматическом режиме и самонастройку алгоритма диагностики системы за параметром.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Дмитриев В.Т. 2011.** Методология диагностики параметров и режимов работы элементов доильной установки / В.Т. Дмитриев, И.В. Дмитриев // Вестник Харьковского нац. технич. ун-та с. г. им. Петра Василенко. – Вып. 108. Современные проблемы совершенствования технических систем и технологий в животноводстве. – Харьков: ХНТУСГ. 210-221. (Украина).
2. **Авдеев Ю.В. 2012.** Исследование принципов адаптивной автоматического управления машинно-тракторными агрегатами / Ю.В. Авдеев, А.Д. Кононов, А.А. Кононов // материалы международной научно-технической конференции: „Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве”, Минск. 207-211.
3. **Шабат Б.В. 2009.** Введение в комплексный анализ / Б.В. Шабат // СПб.: Лань, 800.
4. **Воронов А.А. 1970.** Основы теории автоматического управления / А.А. Воронов // М.: Энергия, 327.
5. **Крашенинников С.В. 2010.** Диагностика топливной аппаратуры дизельного двигателя / С.В. Крашенинников, С.П. Пятин // Сельский механизатор. № 7. 30-31.
6. **Coppo M. 2004.** Numerical analysis and experimental investigation of a common rail-type diesel injector / M. Coppo, C. Dongiovanni, C. Negri // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. Vol. 126, Issue 4. 874-875. (США).
7. **Роуч П. 1980.** Вычислительная гидродинамика / П. Роуч. – М.: «Мир», 616.
8. **Seykens X. L. 2005.** Detailed modeling of common rail fuel injection process / X. L. Seykens, L. M. Somers, R.S. Baert // MECCA, III. 30-39.

9. **Марченко А.П. 2006.** Математическое моделирование процессов в электрогидравлической форсунке CR в среде MATLAB/SIMULINK / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков // Двигатели внутреннего сгорания. ХПИ. №1. 98-101. (Украина)
10. **Грехов Л.В. 2005.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков – М.: Легион – Автодата, 344.
11. **Дмитрив В.Т. 2007.** Самонастраивающуюся автоматизированная система машинного доения коров / В.Т. Дмитрив // Вестник Харьковского нац. технич. ун-та с. г. им. Петра Василенко. – Вып. 62. Совершенствование технологий и оборудования производства продукции животноводства. – Харьков: ХНТУСГ. 156-161. (Украина).
12. **Дмитрив В.Т. 2005.** Система параметров автоматизированной информационно-аналитической системы машинного доения / В.Т. Дмитрив // Вестник Харьковского нац. технич. ун-та с. г. им. Петра Василенко. - Вып. 42. Совершенствование технологий и оборудования производства продукции животноводства и птицеводства. - Харьков: ХНТН им. П.Василенко. 126-131. (Украина).
13. **Смирнов А.М. 2014.** Метод диагностирования топливной аппаратуры высокого давления дизелей / А.М. Смирнов, С.В. Рослов, Е.С. Терещенко, Д.В. Шабалин // Омский научный вестник №3(133). 133-136.
14. **Архангельский В.М. 1972.** Автомобильные двигатели / В.М. Архангельский // М.: Машиностроение, 359.
15. **Герасимчук Ю. 2013.** Исследование рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания по параметрам токсичности // Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Lublin. – Rzeszow. – Vol. 15. № 3. 195-201.
16. **Anatoliy Filippov. 2005.** Dinamika dizelnogo DRTs (dvigatelya s regulirovaniyem moshchnosti otklyucheniym otdelnykh rabochikh tsiklov) / Anatoliy Filippov, Aleksey Beshun, Yuriy Gerasimchuk, Olga Gluhovska, Ludmila Evchenko // Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Lublin. – Rzeszow. – Vol. 7. 83-91.
17. **Одинцов В.И. 2012.** Диагностирование технического состояния дизелей по параметрам рабочего процесса / В.И. Одинцов, С.А. Кабыш // Вестник АГТУ. Сер.: Морская техника и технология. №1. 123-128.
18. **С.В. Крашенинников 2013.** Современные подходы к диагностированию дизельных двигателей внутреннего сгорания / Крашенинников С.В. // Электронный журнал «Вестник Новосибирского государственного педагогического университета». 2(12). 59-68.
19. **Gore D. A. 1987.** Noncontact techniques for diesel engine diagnostics using exhaust waveform analysis / D.A. Gore, G.J. Cooke // Paper presented at the SAE Technical Paper Series. – 8.
20. **Krasheninnikov S.V. 2010.** Diagnostics of the fuel equipment of diesel engine / S.V. Krasheninnikov, S.P. Pjatin // Rural machine operator. – Moscow. – N 7. – 30–31.

DIAGNOSTIC ALGORITHMS THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Summary. The article analyzes the values imposed error estimates arising in the study of dynamic parameters and diagnostics processes and the use of test impacts on the diagnosis object (OD).

The article is devoted to the justification of the parameter and the development of diagnosing internal combustion engines algorithms. The analysis of the current state of the question, on the basis of which the proposed principles and criteria necessary for the creation of diagnostic systems.

Proposed and analyzed the main problems faced by modern diagnostic equipment.

Algorithms to determine the performance, find defects, and predict changes in the parameters.

The principle of the modular diagnostic system in which each node of diagnosing the object under study can be divided into separate modules allows to diagnose the individual as the object system and the object as a whole.

A factor of the workflow as engine diagnostics option - which characterizes the degree of non-identity of successive cycles, poor air mixing with the fuel, the volume of non-uniformity of the working mixture in the combustion chamber, ensures the formation of bases of diagnostic parameter data, diagnostic parameters self-tuning boundaries, depending on the operating conditions.

Key words: internal combustion engine, diagnostic algorithm, sensor, spray nozzle, diagnostic options, coefficient of working process.

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ВИНТОВОГО ГРАНУЛЯТОРА КОРМОВ

Вячеслав Братишко

*Национальный научный центр «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства» Национальной академии аграрных наук Украины
Ул. Вокзальная, 11, Глеваха, Украина. E-mail: vbratishko@gmail.com*

Vyacheslav Bratishko

*National Scientific Centre “Institute for Agricultural Engineering and Electrification”
of the National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine
Str. Vokzalna, 11, Glevakha, Ukraine. E-mail: vbratishko@gmail.com*

Аннотация. Материалы статьи посвящены теоретическому и экспериментальному определению производительности винтов грануляторов комбикормов. Приведены математические модели производительности винтов грануляторов в общем виде. Раскрыто влияние интенсивности изменения высоты канала винта на его производительность.

Показано, что одним из путей повышения эффективности животноводства является применение полнорационных кормовых гранул с содержанием белково-витаминных трав, а использование для приготовления таких гранул винтовых грануляторов с изменяемыми по длине винта параметрами канала позволяет повысить эффективность кормопроизводства.

Для грануляторов с винтами, параметры которых изменяются по их длине, путем решения уравнения Навье-Стокса для условий ньютоновской жидкости, было получено уравнение их производительности в общем виде. Полученная зависимость позволяет оценить влияние на производительность винтового гранулятора как конструктивно-режимных параметров рабочих органов, так и физико-механических свойств кормового сырья. В качестве интегрального показателя физико-механических свойств кормосмеси при теоретических исследованиях был использован показатель вязкости. Проведенные с помощью ротационного вискозиметра лабораторные исследования позволили установить влияние факторов влажности и содержания сена в кормосмеси на ее вязкость.

С целью проверки адекватности полученной математической модели производительности винта были проведены экспериментальные исследования, в ходе которых было определено влияние на производительность гранулятора влажности кормосмеси, диаметра отверстий матрицы, числа оборотов винта гранулятора и коэффициента изменения глубины канала винта по длине винта.

Совместный анализ полученных выражений позволил установить, что функция производительности имеет оптимум как для теоретической, так и для эмпирической зависимостей, а общий характер функций свидетельствует об адекватности результатов теоретических исследований.

Путем анализа функции производительности на экстремумы было получено выражение оптимальной интенсивности изменения глубины канала

винта по критерию производительности гранулятора.

Ключевые слова: винт, гранулятор, кормосмесь, производительность, эксперимент.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Эффективное функционирование животноводства невозможно без обеспечения сельскохозяйственных животных и птицы качественными сбалансированными кормами по конкурентным ценам и в необходимом количестве.

Основными отрицательными факторами, сдерживающими развитие отечественного животноводства, являются низкий уровень обеспеченности животных комбикормами, который не превышает 30% от их потребности, а также значительный дефицит белка в рационах кормления животных и птицы.

Следствием этого является низкая реализация генетического потенциала сельскохозяйственных животных [1], которая составляет в свиноводстве всего 48%, при производстве молока – 53%, говядины – 54%.

Мировые тенденции развития животноводства свидетельствуют, что залогом успешного развития и функционирования отрасли является кормление животных однотипными рационами на протяжении всего технологического цикла, а также скармливание комбикормов в виде кормовых гранул [2].

Гранулированные кормосмеси соответствуют требованиям современных технологий кормления и содержания сельскохозяйственных животных и птицы и имеют значительное количество преимуществ по сравнению с другими видами кормов. Среди основных из них, по данным большинства исследователей [3-8], можно выделить следующие: охотно поедаются и обеспечивают повышение уровня усвояемости питательных веществ корма; исключают выборочное поедание отдельных компонентов рациона; исключают самосортирование корма при его транспортировке, хранении и раздаче, являются однородными по составу компонентов [9]; не влекут образования пылевидных отходов, загрязняющих воздух, кормушки и увеличивающих потери корма; дольше хранятся, менее гигроскопичны, обеспечивают лучшую сохранность питательных веществ.

Повысить эффективность приготовления и использования кормовых гранул возможно, например, за счет применения влаготепловой обработки кормосмеси перед гранулированием, введения в рацион

белковых трав, что может быть реализовано с помощью пресс-грануляторов винтового (шнекового) типа. Машины с винтовыми рабочими органами нашли применение в различных отраслях промышленности, в частности, в пищевой промышленности [10-12] и производстве кормов, как концентрированных, так и сочных [13]. Причем повысить эффективность работы таких машин возможно за счет применения винтов, геометрические параметры каналов которых изменяются по длине винта [12], чем обеспечивают необходимое изменение интенсивности технологического воздействия на перерабатываемый материал. Вопросы создания винтовых рабочих органов с изменяемой геометрией актуальны не только для кормовой и перерабатывающей промышленности, они нашли свое отражение и при создании вакуумной техники, проектировании компрессорных установок, оборудования для переработки пластмасс. А подавляющее большинство конструкций винтов со сменными геометрическими параметрами представляют собой или собранные на одном валу элементы винтов с постоянными параметрами, или винты с геометрическими параметрами, которые линейно изменяются по их длине.

При этом одной из проблем, что мешает широкому внедрению винтовых машин в кормопроизводство, является недостаточность знаний о влиянии конструкционно-режимных параметров рабочих органов и физико-механических свойств кормового сырья на показатели работы винтовых прессов с винтами, конструкция каналов которых изменяется в зависимости от длины винта.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В общем случае, производительность работы винтового гранулятора определяется на основании совместного рассмотрения двух зависимостей – производительность винта и пропускной способности матрицы, как функции давления [14-16]. Точка пересечения этих функций и является рабочей производительностью гранулятора (рис. 1).

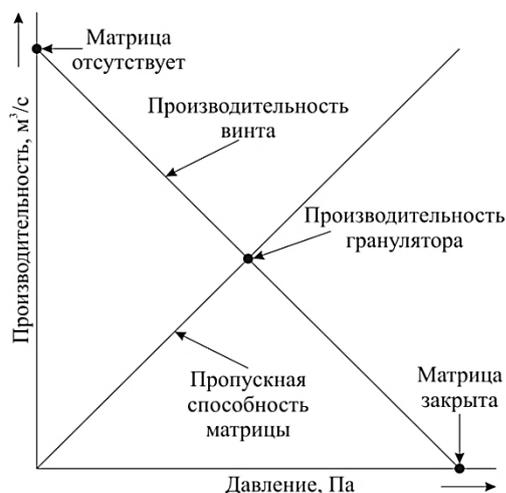


Рис. 1. Производительность винта и пропускная способность матрицы гранулятора

Fig. 1. Productivity of the screw and the capacity of the granulator matrix

Большинство исследователей [17-21] при анализе объемной производительности работы одновинтовых машин (прессов, экструдеров, грануляторов и т.д.) используют зависимость, полученную в результате решения уравнения Навье-Стокса для ньютоновской жидкости. При том, что реологические свойства зерновых [22] и стебельчатых [23] компонентов кормосмеси существенно отличаются.

Причем, при анализе рабочих процессов винтовых машин, внимание уделяется в первую очередь таким составляющим производительности, как прямой поток, вызванный вращением рабочих органов пресса, и противоток, обусловленный наличием формирующего устройства (матрицы). На общую производительность винтового пресса влияет еще и третья составляющая, которая характеризует утечки материала через кольцевой зазор между винтом и стенками рабочей камеры, вызванные наличием градиента давления между боковыми поверхностями стенок канала винта. Однако, поток утечки является незначимой величиной, которой в процессе анализа производительности винтов чаще всего пренебрегают.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Разработать математическую модель влияния параметров процесса работы винта гранулятора на его производительность. Экспериментально подтвердить адекватность полученной модели. Раскрыть влияние параметра интенсивности изменения высоты канала на производительность винта.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для определения производительности винтового гранулятора рассматривали движение пластифицированной кормосмеси в канале винта, представленном в виде развертки, как сочетание случаев течения Куэтта и плоского течения Пуазейля. Для составления уравнения движения пластифицированной массы принимали допущения, что движение массы является плоским и стационарным, а скорость частиц пластифицированной массы направлена только вдоль оси развертки канала и зависит только от координаты глубины канала.

Проведенные теоретические исследования [24] позволили нам получить в общем виде выражение производительности винта, параметры канала которого изменяются в зависимости от длины винта:

$$Q_t = \frac{\pi D \omega (W_0 - k_W l)(H_0 - k_H l)}{2 \sqrt{1 + \frac{(W_0 - k_W l - t)^2}{\pi^2 D^2}}} + \frac{(W_0 - k_W l)(H_0 - k_H l)^3}{12 \eta} \frac{\partial p}{\partial z}, \quad (1)$$

где: W_0 – начальное значение ширины канала винта, м; H_0 – начальное значение глубины канала винта, м; l – длина винта, м; k_W – коэффициент изменения ширины канала винта по длине винта; k_H – коэффициент изменения глубины канала винта по длине винта; D – диаметр винта, м; ω – скорость вращения винта, с^{-1} ; η – вязкость кормосмеси, $\text{Па} \cdot \text{с}$;

t – ширина витка винта, м; $\partial p/\partial z$ – градиент давления в канале винта, Па/м.

Первая составляющая правой части зависимости (1) характеризует объемную производительность в канале винта гранулятора, обусловленную относительным движением винта и рабочей камеры, вторая составляющая – производительность, которая теряется из-за наличия сопротивления движению материала, создаваемого при прохождении материала по каналу винта и формирующему устройству гранулятора (матрице).

С целью проверки адекватности полученной математической модели (1) были проведены экспериментальные исследования [25], в ходе которых было определено влияние факторов (таблица 1) на производительность гранулятора.

Таблица 1. Факторы и уровни их варьирования
Table 1. Factors and their varying levels

Уровни варьирования факторов	Факторы			
	w	k_H	d_m	n
Верхний уровень (+)	35	0,072	12,0	40
Основной уровень (0)	25	0,064	8,5	70
Нижний уровень (-)	15	0,056	5,0	100
Интервал варьирования	10	0,008	3,5	30

В результате реализации четырехфакторного эксперимента была получена модель производительности гранулятора кормов:

$$Q_e = 58,278 - 4,42935w + 0,0418352w^2 + 38,3826wk_H - 16333,5k_H^2 + 27,2488k_Hd_m + 12,3533k_Hn - 0,00465103d_m^2, \quad (2)$$

где: w – влажность кормосмеси, %; d_m – диаметр отверстий матрицы, мм; n – число оборотов винта гранулятора, мин^{-1} .

Для зависимости (2), которая является адекватной на 93% уровне доверительной вероятности, коэффициент множественной детерминации составляет $D = 0,81$, коэффициент множественной корреляции $R = 0,90$. Значение критерия Фишера $F = 8,42$; вероятность F-критерия $P = 0,999814$. Все коэффициенты модели значимы на уровне доверительной вероятности не менее 93%.

Графическая интерпретация зависимости (2) представлена на рис. 2.

В качестве сырья при проведении исследований использовали модельную кормосмесь, состоящую из измельченных зерен ячменя и сена люцерны. Содержание грубых кормов в каждой порции для всех повторностей опытов составляло 25% по массе. При этом исходная влажность сена составила 17,8%, ячменя – 11,7%. Средневзвешенная длина частиц сена составляла 8,2 мм, модуль помола ячменя – 1,1 мм. Масса одной порции кормосмеси для каждой повторности опыта составляла 2,8 кг (исходной влажности).

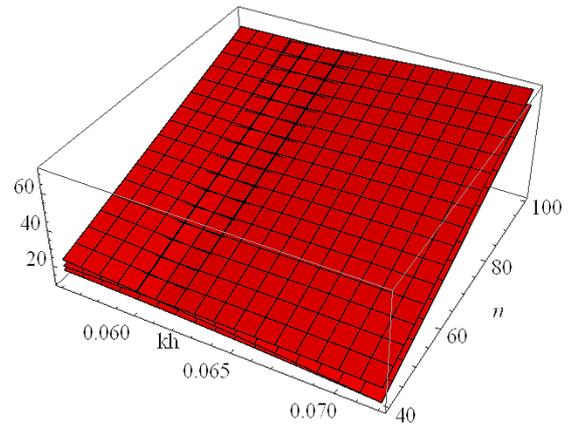


Рис. 2. Влияние коэффициента изменения глубины канала винта k_H и числа оборотов винта гранулятора n на производительность гранулятора

Fig. 2. The influence of the pelletizer channel depth changes coefficient k_H and the number of screw turns n on the pelletizer productivity

Как видно из зависимости (1), в качестве интегрального показателя физико-механических свойств кормосмеси используется вязкость. Для определения влияния на вязкость основных физико-механических параметров кормосмеси, таких как влажность и содержание грубых кормов, был спроектирован вискозиметр ротационного типа (рис. 3).



Рис. 3. Ротационный вискозиметр для определения вязкости кормосмеси

Fig. 3. Rotary viscometer for determining the viscosity of the feed mixture

В результате лабораторных исследований было определено, что значение вязкости зерно-стебельной кормосмеси влажностью 15-35% с содержанием грубых кормов (сена люцерны) 10-40% изменяется в пределах от 0,950 до 4,146 Па·с.

Общим параметром для зависимостей (1) и (2) является коэффициент изменения глубины канала винта по длине винта k_H . Для сравнения теоретической (1) и экспериментальной (2) зависимостей построим графики функций вида $Q = f(k_H)$ для диапазона варьирования значений экспериментальных факторов с учетом параметров экспериментальной установки (рис. 4).

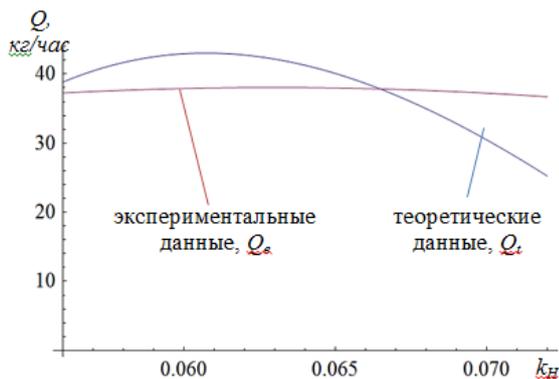


Рис. 4. Влияние коэффициента изменения глубины канала винта на производительность гранулятора

Fig. 4. The impact of the screw channel depth changes factor on the performance the pelletizer

Как видно из представленных на рисунке 3 графиков, функция производительности имеет оптимум как для теоретической, так и для эмпирической зависимостей, а схожий характер функций свидетельствует об адекватности зависимости (1).

Для нахождения выражения оптимальной интенсивности изменения глубины канала винта приравняем к нулю производную функции (1) и запишем:

$$k_H^t = \frac{1}{l} \left(H_0 - \frac{\pi \sqrt{2D\omega\eta}}{\sqrt{\frac{\partial p}{\partial z} \left(\frac{\pi^2 D^2 + (W_0 - k_W l - t)^2}{D^2} \right)^{\frac{1}{4}}}} \right) \quad (3)$$

Анализ зависимости (3) свидетельствует, что на оптимальную с точки зрения производительности интенсивность изменения глубины канала винта наряду с геометрическими параметрами существенное влияние оказывают также режим работы гранулятора (ω), физико-механические свойства кормосмеси (η), а также параметры матрицы гранулятора ($\partial p / \partial z$).

ВЫВОДЫ

1. В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований получены адекватные зависимости, которые описывают влияние конструктивно-режимных параметров рабочих органов гранулятора и физико-механических свойств кормового сырья на показатели производительности винтового гранулятора.

2. Найдено выражение оптимальной интенсивности изменения глубины канала винта по критерию производительности гранулятора. Установлено, что на интенсивность изменения глубины канала винта наряду с геометрическими параметрами существенное влияние оказывают также режим работы гранулятора, физико-механические свойства кормосмеси, а также параметры формирующего устройства (матрицы) гранулятора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Зубец М.В., Безуглый Н.Д. 2010.** Экономические аспекты реформирования аграрно-промышленного комплекса Украины. К.: Аграрная наука, 17 (Украина).
2. **Шаршунов В.А., Червяков А.В., Бортник С.А., Пономаренко Ю.А. 2005.** Машины и оборудование для производства комбикормов: [Справочное пособие]. Мн: Экоперспектива, 487.
3. Методические рекомендации по технологии заготовки гранулированных и брикетированных кормов из целых растений зернофуражных культур / Западное отделение УНИИМЭСХ. Львов: Облполиграфиздат, 24.
4. **Шаферман М.И. 1980.** Грануляторщик. М.: Колос, 88.
5. **Кучинская З.М., Особов В.И., Фрегер Ю.Л. 1988.** Оборудование для сушки, гранулирования и брикетирования кормов. М. Агропромиздат, 208.
6. **Флаховский Г. 1979.** Использование гранулированной соломы в кормлении животных / Пер. с нем. Г.Н. Мирошниченко. Под ред. и с предисл. В.В. Попова. М.: Колос, 205.
7. **Ладан П.Е., Белкина Н.Н., Руденко Н.П., Спассков В.И., Густун М.И. 1975.** Новая технология заготовки и использования кормов в животноводстве // Производство и использование полнорационных гранулированных и брикетированных кормов в животноводстве [редкол.: Л.К. Эрнст и др.] / Отделение животноводства ВАСХНИЛ. 35-43.
8. **Мельников С.В., Фарбман Г.Я. 1975.** Производство травяной муки в гранулах. Л.: Лениздат, 112.
9. **Чеботарев О.Н., Шаззо А.Ю., Мартыненко Я.Ф. 2004.** Технология муки, крупы и комбикормов. М: ИКЦ «МарТ», Ростов-н/Д: Издательский центр «МарТ», 688.
10. **Gorbenko E. 2014.** Theoretical study of the interaction of working combined with material screw press / Gorbenko E., Streltsov V., Gorbenko N. // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 16. No 2. 213-217.
11. **James G. Brennan. 2006.** Food Processing Handbook. Weinheim: WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 602.
12. **Macrae R., Richard Kenneth Robinson, Michele J. Sadler. 1993.** Encyclopedia of food science, food technology and nutrition. Berkeley: Academic Press. 53-65.
13. **Косолапова Е.В., Скороходов А.Н. 2012.** Обоснование применения шнекового прессующего устройства для производства силосного корма // Модернизация сельскохозяйственного производства на базе инновационных машинных технологий и автоматизированных систем / Сборник докладов XII Международной научно-технической конференции. Часть 1. М.: «Известия». 520-525.

14. **Miller R.C. 1990.** Unit operations and equipment IV: extrusion and extruders. [In: R.V. Fast and E.F. Caldwell (eds) *Breakfast Cereals and How They are Made*]. American Association of Cereal Chemists, Inc., St Paul, MN. 135–196.
15. **Каплун Я.Б., Ким В.С. 1967.** Формующее оборудование экструдеров. М.: Машиностроение, 168.
16. **Ким В.С. 2005.** Теория и практика экструзии полимеров. М.: Химия, Колос, 568.
17. **Антипов С.Т., Кретов И.Т., Остриков А.Н. 2001.** Машины и аппараты пищевых производств. В 2 кн. Кн. 1. Под ред. акад. РАСХН В.А. Панфилова. М.: Высш. школа, 703.
18. **Leszek Moscicki. 2011.** Extrusion-Cooking Techniques: Applications, Theory and Sustainability. Weinheim: WILEY-VCH, 234.
19. **Соколов М.В., Клинков А.С., Ефремов О.В., Беляев П.С., Однолько В.Г. 2004.** Автоматизированное проектирование и расчет шнековых машин: Монография. М.: «Издательство Машиностроение-1», 248.
20. **Dennis R. Heldman and Daryl B. Lund. 2007.** Handbook of Food Engineering, Second Edition. CRC Press, 1040.
21. **Martin Gale. 2009.** Mixing in single screw extrusion. – Shrewsbury: Smithers Rapra, 286.
22. **Merinets N. 2013.** Mathematical modeling of process of the interaction screw with grain in the aggregate of "wet" grinding / Merinets N. // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol.15. № 7. 26-30.
23. **Bojarchuk V., Chuchman V. 2014.** Issledovanie i obosnovanie teoreticheskoy modeli processa briketirovaniya solomy v pelety / Bojarchuk V., Chuchman V. // MOTROL. Commission of Motorization and energetics in agriculture. Vol. 16. №. 4. 3-8.
24. **Братишко В.В. 2013.** Анализ производительности винтового гранулятора кормов с изменяющимися геометрическими параметрами винта по его длине // Общегосударственный межведомственный научно-технический сборник «Конструирование, производство и эксплуатация сельскохозяйственных машин», вып. 43, ч. II. Кировоград: КНТУ, 43-49 (Украина).
25. **Братишко В.В. 2015.** Производительность и энергоемкость процесса гранулирования зерно-стеблевой кормосмеси винтовым гранулятором // Сборник научных трудов Кировоградского национального технического университета / Техника в сельскохозяйственном производстве, отраслевое машиностроение, автоматизация. Вип. 28. Кировоград: КНТУ, 138-144 (Украина).

SCREW FORAGES PELLET MILL PRODUCTIVITY

Summary. Content articles are devoted to theoretical and experimental determination performance screw feed pelleting. Showing mathematical models of performance of pellet screws in general. Disclose the effect of changes in the intensity of the screw channel height on its performance.

It has been shown that one of the ways to increase the efficiency of livestock is the use of complete feed pellets containing protein and vitamin herbs. Use for the preparation of such pellets screw pelletizers channel along the length of the screw variable settings can improve the efficiency of feed production.

For granulators with screws, the parameters of which vary in their length, by solving the Navier-Stokes equations for a Newtonian fluid conditions, obtained an equation of their performance in general. The obtained dependence allows us to estimate the impact on the performance of the screw of the granulator as the structurally-regime parameters of working organs, and physical and mechanical properties of the feed material. As an integral index of physical and mechanical properties of the feed mixture viscosity index was used for theoretical studies. Conducted by a rotational viscometer laboratory studies revealed the influence of factors of humidity and hay in the feed mixture on its viscosity.

In order to test the adequacy of the performance of the resulting mathematical model screws were conducted experimental studies in which it was determined the effect of humidity on the performance of the pelletizer feed mixtures, the diameter of the matrix of holes, the number of revolutions of the screw of the pelletizer and the ratio changes the depth of the channel along the length of the screw.

Joint analysis of expression revealed that the function has an optimum performance for both the theoretical and the empirical dependencies and the overall nature of the functions indicates the adequacy of theoretical research results.

By performance analysis functions at extremes of expression was obtained optimum intensity changes in the depth of the channel on the criterion of performance of the screw of the pelletizer.

Key words: experiment, foodmixture, pellet mill, productivity, screw.

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ЗЕРЕН ПШЕНИЦЫ ПРИ СЖАТИИ

Роман Кузьминский¹, Олег Соколовский², Роман Шеремета¹

Львовский национальный аграрный университет

Ул. В. Великого, 1, Дубляны, Украина. E-mail: romansheremeta@ukr.net

²Национальный университет «Львовская политехника»

Ул. Степана Бандеры, 12, Львов, Украина.

Roman Kuzminsky¹, Oleg Sokolovsky², Roman Sheremeta¹

Lviv National Agrarian University

St. Vladimir the Great, 1, Dubliany, Ukraine. E-mail: romansheremeta@ukr.net

²Lviv Polytechnic National University

St. Stepan Bandera, 12, Lvov, Ukraine.

Аннотация. Исследованы процессы сжатия зерен озимой пшеницы сорта Смуглянка и яровой пшеницы сорта Ранняя для случая приложения нагрузки вдоль наименьшей оси эллипсоида, который аппроксимирует форму зерна. Рассматривалась типичная зависимость деформации зерна от приложенных к нему сил. Использована известная методика определения модуля Юнга для зерен в области их упругой деформации.

Установлена зависимость работы разрушения зерен пшеницы сортов Смуглянка и Ранняя от их влажности и длины.

Получены регрессионные зависимости изменения жесткости и модуля Юнга зерен пшеницы сорта Смуглянка от их влажности.

Ключевые слова: зерна, озимая пшеница, сила разрушения, модуль Юнга, работа разрушения, жесткость, влажность, геометрические размеры.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Для проектирования технологического оборудования предприятий хранения и переработки зерна необходима достоверная информация о характеристиках прочности и упругости зерен, а также о зависимости этих свойств от геометрических размеров зерен и содержания влаги в зерне.

С целью снижения энергозатрат при измельчении зерновых материалов необходимо уменьшить количество циклов их деформации, не допускать чрезмерного измельчения частиц, снизить упругую деформацию материала рабочих органов измельчителя, повысить их жесткость и износостойкость. Поэтому сведения о параметрах зерен при разрушении, в частности о работе разрушения, о жесткости, о значениях модуля Юнга важны для оптимизации, например, процесса измельчения.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Пшеница наиболее развита в Украине зерновая культура. Процесс ее измельчения широко применяется в перерабатывающей и пищевой промышленности [1]. Как известно, различают простое и выборочное измельчения зерен. Под действием внешних сил в теле возникают напряжения, далее в

зернышке зарождается трещина и оно разрушается до меньших размеров.

Измельчение сопровождается неизбежным расходом внешней энергии [2], которая идет на преодоление сопротивления материала зерна, образование новых поверхностей и объемов, трения, деформацию и износ рабочих органов измельчителей.

По результатам исследований получены характерные для зернового материала зависимости усилия сжатия F от деформации δ рис. 1 [3].

На интервале до точки A – возникают упругие деформации, от точки A до B – упруго-пластические деформации. В точке C происходит разрушение – здесь достигается критический уровень деформации.

Модуль упругости определяется по графику зависимости нагрузки от деформации (рис. 1.) [4].

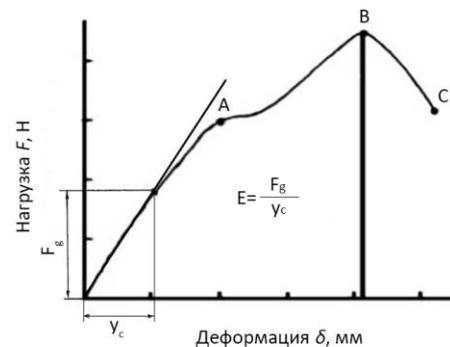


Рис. 1. Зависимость деформации зерна от усилия сжатия

Fig. 1. Dependence seed strain from the effort compression

Работа разрушения зерен определяется из соотношения [5]:

$$A = F/2\delta, \quad (1)$$

где: F – нагрузка, Н; δ – деформация, мм.

Определяя затраты энергии на измельчение зерна, учитывают структурно-механические характеристики зерен. Работа разрушения зерна отдельно взятого сорта для определенной климатической зоны и условий выполнения операций возделывания и

уборки зависит от прочности, твердости, пластических свойств зерна.

В настоящее время проведен ряд исследований по установлению механических свойств пшеницы.

В работе [6] для пяти различных сортов турецкой пшеницы установлена корреляция между содержанием белка и механическими свойствами зерен (силой разрушения, энергией абсорбции и твердостью): с увеличением содержания белка все механические показатели возрастают.

Влияние сортовых отличий пшеницы на ее механические свойства изучали в работах [6-9]. Установлено, что при повышении влажности пшеницы сила разрушения линейно уменьшается, а работа - линейно возрастает [9-11]. Исследовалось влияние ориентации размещения зерен пшеницы [6, 10], ячменя [19] относительно направления нагрузки. Установлено что, при изменении ориентации зерен относительно направления прикладываемого усилия сила разрушения зерен изменяется в пределах 10-50%. Также исследовалось влияние скорости нагрузки на значения силы и работы разрушения зерен. Установлено что при увеличении скорости нагрузки сила и работа разрушения зерен уменьшается [10, 12, 13].

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

По результатам экспериментальных исследований установить зависимости изменения усилия и работы разрушения, жесткости и модуля Юнга зерна пшеницы сорта Смуглянка (выращенного в лесостепной агроклиматической зоне Украины) от влажности и главного геометрического параметра - длины зерна.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Исследовался зерновой материал различной относительной влажности, которая определялась с помощью анализатора влажности *Mettler Toledo HG 63* термогравиметрическим методом.

Схема нагрузки зерна представлена на рис. 2. Исследования выполнялись на установке *Lloyd LRX* (рис. 3) в лаборатории Института агрофизики Польской академии наук (г. Люблин, Польша).

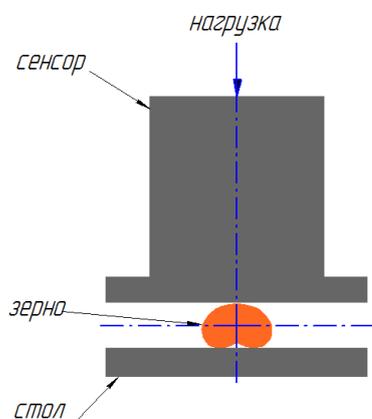
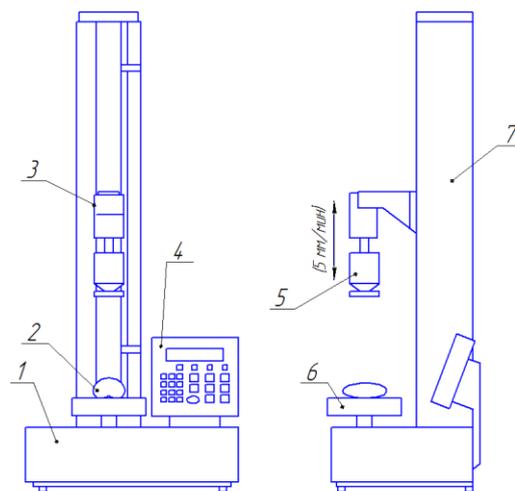


Рис. 2. Схема сжатия зерна при горизонтальном ее размещении

Fig. 2. Scheme compression seed of the horizontal placement



a)



б)

Рис. 3. Установка для определения механических свойств зерна – *Lloyd LRX*: *a* – схема установки; *б* – конструкция установки: 1 – основание, 2 – зерно, 3 – каретка, 4 – панель управления, 5 – датчик, 6 – стол, 7 – направляющая

Fig. 3. Device for determining mechanical properties of seed – *Lloyd LRX*: *a* – the installation scheme; *b* – a design installation; 1 – base; 2 – seeds; 3 – carriage; 4 – control panel; 5 – sensor; 6 – table; 7 – guide

По результатам экспериментальных исследований получены зависимости модуля Юнга от влажности (рис. 4). Установлено, что с ростом влажности значения модуля Юнга существенно уменьшаются, что совпадает с известными результатами [7, 16, 20].

Зависимость жесткости зерен от их влажности представлена на рис. 5. Установлено, что с ростом влажности значения жесткости уменьшаются.

Зависимость работы разрушения зерен от их влажности представлена на рис. 6. Как видим с уве-

личением влажности зерен энергия их разрушения возрастает, что совпадает с известными результатами [14, 15, 19, 21-23].

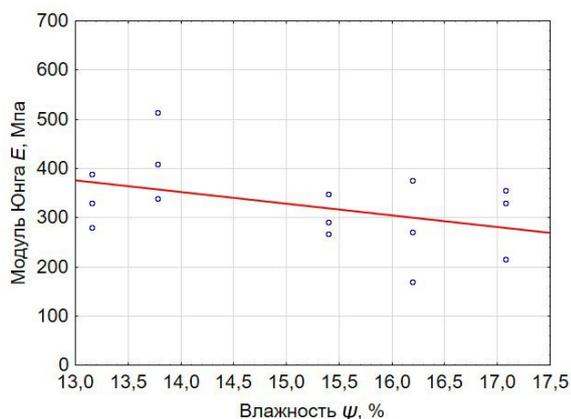


Рис. 4. Зависимость модуля Юнга зерен от их влажности

Fig. 4. The dependence of the Young's modulus of the grain moisture content

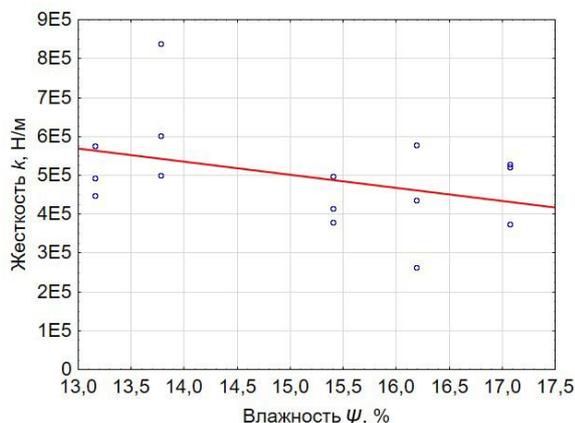


Рис. 5. Зависимость жесткости зерен от их влажности

Fig. 5. The dependence of the grain hardness of their moisture

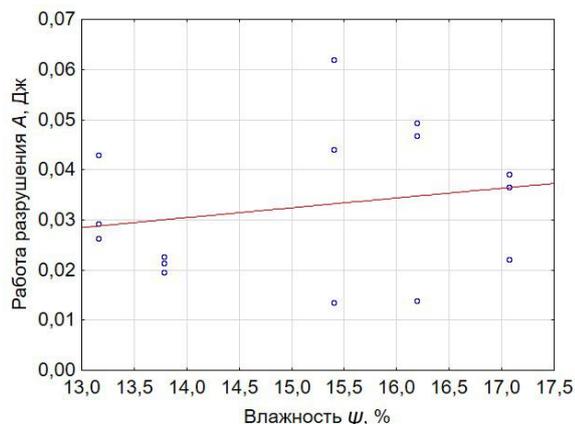


Рис. 6. Зависимость работы разрушения зерен от их влажности

Fig. 6. The dependence of the fracture of the grain moisture content

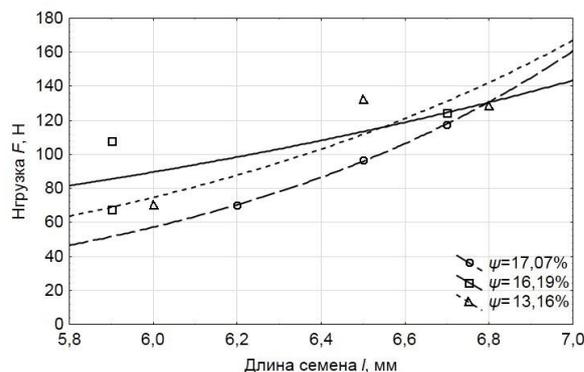


Рис. 7. Зависимость нагрузки для разрушения зерен озимой пшеницы сорта Смуглянка от ее длины, при разной влажности

Fig. 7. The dependence of the load for the destruction of the grain of winter wheat Darkie of its length, at different humidity

При увеличении геометрических параметров, в частности длины зерен, увеличиваются сила и работа, необходимые для их разрушения.

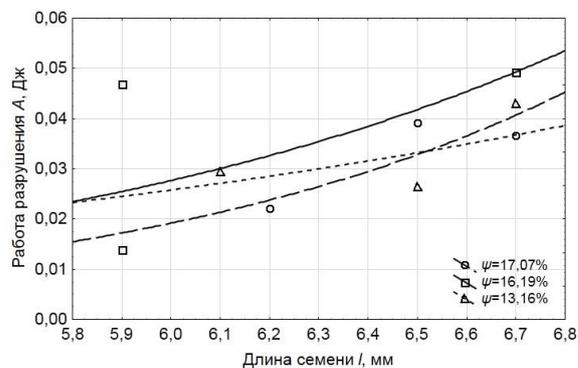


Рис. 8. Зависимость работы разрушения зерен озимой пшеницы сорта Смуглянка от ее длины, при разной влажности.

Fig. 8. The dependence of the fracture grain of winter wheat Darkie of its length, at different humidity.

Методами регрессионного анализа [17] получен характер зависимостей силы нагрузки F , работы разрушения зерен A от их длины l (рис. 4-8) в виде:

$$y = a \cdot e^{(b \cdot l)} \quad (2)$$

где: a, b – коэффициенты регрессии; l – длина зерна, мм.

Проверка полученных регрессионных зависимостей по критерию Фишера не дала оснований для их отклонения.

Значения коэффициентов регрессии (2) представлены в табл. 1.

Таблица 1. Коэффициенты уравнений регрессии

Table 1. The coefficients of the regression equations

Сорт/ влажность	Параметр	<i>a</i>	<i>b</i>
Пшеница озимая сорт Смуглянка $\psi=17,07\%$	<i>F</i> , Н	0,1159	1,0337
	<i>A</i> , Дж	3,0326 Е-5	1,0749
Пшеница озимая сорт Смуглянка $\psi=16,19\%$	<i>F</i> , Н	5,3211	0,4706
	<i>A</i> , Дж	0,0002	0,8247
Пшеница озимая сорт Смуглянка $\psi=13,16\%$	<i>F</i> , Н	0,5977	0,8047
	<i>A</i> , Дж	0,0012	0,5061

ВЫВОДЫ

1. Сила и работа разрушения зерен а также их жесткость важны для оптимального проектирования машин и оборудования для переработки и хранения зерна.

2. Характеристики прочности зерен имеют очень большой разброс значений, и поэтому их целесообразно рассматривать как случайные величины.

3. Установлено, что на характеристики прочности зерен существенно влияют их размеры и относительная влажность.

БИБЛИОГРАФИЧНИЙ СПИСОК

- Kusińska E., Starek A. 2011.** Mechanical properties of texture of mixed flour bread with an admixture of rye grain. *TEKA Kom. Mot. i Energ. Roln. – OL PAN*, 11, 162–172.
- Dzikia D., Cacak-Pietrzak G., Biernacka B., Jończyk K., Różyło R., Gładyszewska B. 2012.** The grinding energy as an indicator of wheat milling value. *Teka. Com. Mot. Energ. Agr.*, 12(1), 29–33.
- Ekinci K., Yilmaz D., Ertekin C. 2010.** Effects of moisture content and compression positions on mechanical properties of carob pod (*Ceratonia siliqua* L.) *African Journal of Agricultural Research* Vol. 5(10), 1015-1021. (in Africa).
- Woźniak W., Grundas S. 2006.** Ownanie właściwości mechanicznych ziarna pszenicy i jęczmienia przed oraz po nawilżaniu i suszeniu. *MOTROL* 8, 261-269.
- Nowakowski T., Lisowski A., Klonowski J., Gendek A. 2009.** Moduł sprężystości przy zginaniu łodyg wybranych roślin energetycznych. *ZESZYTY PROBLEMOWE POSTĘPÓW NAUK ROLNICZYCH*. 543, 229-237.
- Safieddin M., Najafi G., Ghobadian B., Tavakkoli T. 2012.** Determination of Some Mechanical Properties of Castor Seed (*Ricinus communis* L.) to Design and Fabricate an Oil Extraction Machine. *J. Agr. Sci. Tech.* Vol. 14, 1219-1227.
- Başlar M., Kalkan F., Kara M., Ertugay M.F. 2012.** Correlation between the protein content and mechanical properties of wheat. *Turk J Agric For* 36, 601-607.
- Elbatawi, I. E., Arafa G. K. 2008.** Factors affecting breaking force distribution of wheat kernel before milling. *Misr J. Ag. Eng.*, 25(3): 1004-1025.
- Morris C. F., Pitts M. J., Bettge A. Pecka D., K., King G. E., McCluskey P. J. 2008** Compressive Strength of Wheat Endosperm: Analysis of Endosperm Bricks. *Cereal Chem.* 85(3), 351–358.
- Ponce-García N., Ramírez-Wong B., Torres-Chávez P. I., Figueroa-Cárdenas J., S. Serna-Saldívar O., Cortez-Rocha M. O. 2013.** Effect of Moisture Content on the Viscoelastic Properties of Individual Wheat Kernels Evaluated by the Uniaxial Compression Test Under Small Strain. *Cereal Chem.* 90(6), 558–563
- Gorji A., Rajabipour A., Tavakoli H. 2010.** Fracture resistance of wheat grain as a function of moisture content, loading rate and grain orientation. *AJCS* 4(6), 448-452.
- Delwiche S.R.** Wheat endosperm compressive strength properties as affected by moisture. *Transactions of the ASAE*. Vol. 43(2), 365-373.
- Chandio F.A., Changying J., Tagar A.A., Mari I.A., Guangzhao T., Cuong D.M. 2013.** Comparison of mechanical properties of wheat and rice straw influenced by loading rates. *African Journal of Biotechnology* Vol. 12(10), 1068-1077.
- Skonecki S., Laskowski J. 2006.** Wpływ prędkości przemieszczenia tłoka na parametry zagęszczania pszenicy. *Acta Agrophysica*. 8(4), 975-984. (in Polish).
- Zdybel A., Gawłowski S., Laskowski J. 2011.** Wpływ wilgotności na właściwości fizyczne i parametry procesu rozdrabniania ziarna pszenicy odmiany muszelka. *Acta Agrophysica*. 17(2), 421-431.
- Dziki D., Laskowski J., Siastala M., Biernacka B. 2010.** Influence of moisture content on the wheat kernel mechanical properties determined on the basis of shear test. *Int. Agrophys.* 24, 237-242.
- Burubai W., Amula E., Davies R.M., Etekpe G.W.W., Daworiye S.P. 2008.** Determination of Poisson's ratio and elastic modulus of African nutmeg (*Monodora myristica*). *Int. Agrophysics*. 22, 99-102.
- Дрейпер Н. 1986** Прикладной регрессионный анализ. В 2-х кн. Кн. 1. – М.: Финансы и статистика, 366.
- Tarighi J., Mahmoudi A., Alavi N. 2011.** Some mechanical and physical properties of corn seed. *African Journal of Agricultural Research* Vol. 6(16), 3691-3699.
- Kalkan F., Kara M., Bastaban S., Turgut N. 2014.** Strength and frictional properties of popcorn kernel as affected by moisture content. *International Journal of Food Properties*. 14, 1197–1207.

21. **Khodabakhshian R., Shakeri M. 2012.** Investigation on some mechanical aspects of safflower seed to the design of processing equipment. *Journal of Agricultural Technology* Vol. 8(1), 39-48.
22. **Kiani M., Kiani D., Minaei S., Maghsoudi H., Varnamkhasti M.G. 2008.** Moisture dependent physical properties of red bean (*Phaseolus vulgaris* L.) grains. *Int. Agrophysics*, 22, 231-237.
23. **Tavakoli H., Rajabipour A., Mohtasebi S.S. 2009.** Moisture-Dependent Some Engineering Properties of Soybean Grains. *Agricultural Engineering International* Vol. XI.
24. **Bart-Plange A., Addo A., Akowuah J.O., Ampah J. 2012.** Some moisture dependent compressive properties of shea kernel (*vitellaria paradoxa* l). *Canadian journal of pure and applied sciences*. Vol. 6, No. 3, 2113-2119.
25. **Szwed G., Kusińska E. 2005.** Zmiana niektórych cech geometrycznych ziarniaków pszenicy w wyniku niekorzystnych warunków przechowywania. *MOTROL*. 7, 196-207.

RESEARCH OF THE MECHANICAL PROPERTIES OF WHEAT GRAINS UNDER COMPRESSION

Summary. The compression processes of grains of winter wheat cultivar Smuglianka and spring wheat cultivar Ranniaya for the case of loading along the smallest axis of the ellipsoid, which approximates the shape of the grain, have been explored. Typical dependence of grain deformation on the forces applied to it has been examined. A well-known technique for determining the Young's modulus of the grain in the field of its elastic deformation has been applied. The dependence of the fracture work of the grains of wheat cultivar Smuglianka and Ranniaya on their moisture content has been determined and the regression dependences of the rigidity and the Young's modulus of grains of wheat cultivar Smuglianka on their moisture content have been obtained.

Key words: seed, winter wheat, fracture force, the Young's modulus, fracture work, rigidity, moisture content, geometrical dimensions.

МЕТОДОЛОГИЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ НАДЕЖНОСТИ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ

Александр Гринченко, Алексей Алферов

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

Ул. Алчевских, 44, Харьков, Украина. E-mail: nadezhnost@ukr.net

Oleksandr Grynchenko, Oleksiy Alfyorov

*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture
St. Alchevskih, 44, Kharkov, Ukraine. E-mail: nadezhnost@ukr.net*

Аннотация. В статье выполнен обзор современного состояния и возможностей применения программных комплексов, реализующих расчет напряжённо-деформированного состояния объектов различного назначения методом конечных элементов в условиях пространственной задачи. Предлагается широкое использование компьютеризации на этапе проектирования и обеспечения механической надёжности почвообрабатывающих машин использующих колебательное движение рабочих органов при рыхлении почвы. Рассмотрена совокупность методов, которые целесообразно применять при надёжностно-ориентированном проектировании почвообрабатывающей сельскохозяйственной техники с рабочими органами на упругой подвеске. Рассмотрено движение рабочего органа на упругой подвеске при рыхлении почвы на основе модели «разрывных» автоколебаний, которая соответствует двустадийной схеме ступенчатого изменения силы сопротивления перемещению рабочего органа в почве. Получены уравнения автоколебаний, решение которых позволяет на стадии проектирования рассчитывать величину динамических деформаций упругих элементов подвески. Представлена методика обеспечения механической надёжности упругих стоек рабочих органов почвообрабатывающих машин, основанная на рассмотрении движения рабочих органов как процесса автоколебаний, позволяющая оценивать как пиковые (экстремальные) нагрузки и напряжения в упругих элементах, так и амплитуды переменных напряжений при прогнозировании усталостной долговечности. Усовершенствована теория расчета показателей надёжности многоэлементных систем с последовательной структурой. Исследованы стохастические закономерности формирования усталостных отказов при случайном нагружении для многоциклового усталости, у которой характерно наличие случайного рассеивания характеристик усталостной прочности и амплитуд нагружения. Предложен инверсионный подход к оценке эквивалентной нагруженности, который позволяет определять характеристики случайной эквивалентной нагруженности элемента по известной статистически построенной модели механической надёжности.

Ключевые слова: обработка почвы, проектирование, внезапный отказ, постепенный отказ, автоколебания, механическая надёжность.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Поиск решений реальных инженерных проблем при проектировании техники, связанных с вопросами расчета и анализа прочности, кинематики, динамики и др. при современном развитии компьютерных технологий значительно упростился. Владение системами нового поколения, основанными на реализации метода конечных элементов с каждым годом все больше входит в обязательные функции современного инженера и особенно конструктора. Производительность персональных компьютеров уже достаточно давно позволяет в незначительные промежутки времени находить решения матриц жесткости с объемом в сотни тысяч элементов, программировать стандартные модули расчетов для поиска оптимальных решений самых оригинальных конструкторских проектов. Задачи механики деформируемого твёрдого тела и механики конструкций на современном этапе позволяют решать такие известные программные системные вычислительные комплексы как ANSYS, PLAXIS 3D, SolidWorks, Nastran, SOFiSTiK и другие [1-4].

Для создания качественной, конкурентоспособной и отличающейся высокими прогнозируемыми показателями надёжности техники для сельского хозяйства на этапе проектирования необходимо использование комплексных расчётов напряжённо-деформированного состояния объектов различного назначения методом конечных элементов в условиях пространственной задачи. Для реализации этого необходимо выполнить ряд этапов, таких, как создание 3D модели проектируемого объекта, формирование конечноэлементной сетки, задание нагрузок и граничных условий и анализ полученных результатов.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Создание пространственных моделей проектируемых объектов давно перестало быть проблемой и зависит только от уровня квалификации конструктора. Трудности при формировании конечноэлементной сетки могут возникать, но все они носят частный характер, в то время как при решении большинства задач достаточно автоматического формирования сетки с возможностью задания широкого спектра настроек.

Особое внимание следует уделять этапу задания нагрузок и граничных условий. Если задание адекватных граничных условий сводится к анализу принципов работы объекта, то вопрос задания параметров нагружения требует более системного подхода.

Проведение анализа напряженно-деформированного состояния может в идеале приблизить к обеспечению условия равнонагруженности объекта. Безусловно такой результат является очень важным, но еще не достигает конечной цели - проектирования конкурентоспособной, качественной и имеющей нормативно обоснованный уровень надежности сельскохозяйственной техники. Конечной целью является прогнозирование и обеспечение механической надежности, что на данном этапе развития представленным выше программным комплексам и их аналогам не доступно.

На стадии разработки и испытаний опытных образцов в первую очередь необходимо оценить риск и предотвратить возникновение отказов, обусловленных различными видами механического повреждения и разрушения. Делать это следует с учетом конструктивных особенностей проектируемой техники.

Одним из путей определения приближенных значений параметров нагружения могут служить расчеты на колебания, ударные нагрузки с учетом режима использования техники и отдельных экспериментов по оценке нагруженности в эксплуатации.

Использование при обработке почвы орудий с рабочими органами на упругой подвеске по некоторым данным может повысить уровень энергосбережения до 20% [5-9], но обобщающей теории, по определению оптимальных динамических характеристик, обеспечивающих процесс экономии затрачиваемой энергии и необходимые показатели механической надежности таких органов до сих пор не разработано, что дает основание считать такие исследования приоритетными. Рассматривая работу упругих элементов рабочих органов культиваторов только с точки зрения обеспечения механической надежности и не учитывая необходимость наличия колебательной составляющей при рыхлении, в конечном итоге можно прийти к требованию повышения жесткости таких конструкций. Но это повлияет на колебательные характеристики, обеспечивающие энергосбережение.

Поэтому вопросы обеспечения механической надежности таких конструкций нельзя решать в отрыве от обоснования требований к их параметрам, обеспечивающим рациональную технологию рыхления.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Необходимо решение комплекса задач, связанных с адекватным описанием колебательных процессов в рабочих органах, выполненных на упругой подвеске. Следует также усовершенствовать методы анализа и прогнозирования надежности многоэлементных систем при действии многократных экстремальных нагрузок.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Предложена теория [10-13], основанная на рассмотрении движения рабочих органов на упругой подвеске как процесса автоколебаний, который обусловлен разницей между силами сопротивления почвы до начала и в стадии установившегося рыхления.

Приведенная схема одномассовой системы, приближенно соответствует простейшей модели автоколебательного процесса рыхления почвы с помощью лапы культиватора на упругой S-образной стойке (рис. 1).

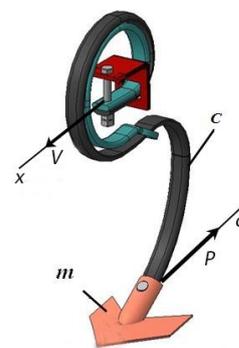


Рис. 1. Схема автоколебательной одномассовой системы: V – скорость движения агрегата; c – изгибная жесткость стойки; m – приведенная к концу стойки масса лапы и части почвы, которая на ней находится; P – сила сопротивления перемещению лапы в почве

Fig. 1. Diagram of a self-oscillating single-mass system: V – speed of the unit; c – bending stiffness of the rack; m – reduced to the end of the counter weight and the legs of the soil, which is on it; P – is the power of resistance movement of legs in the soil

Рассмотрим движение рабочего органа на упругой подвеске при рыхлении почвы на основе модели «разрывных» автоколебаний [14], которая соответствует двустадийной схеме ступенчатого изменения силы сопротивления P перемещению рабочего органа в почве [12]. Аналогом такой схемы является разрывное «сухое трение» [15], которое на каждой стадии характеризуется силой трения, не зависящей от скорости относительного скольжения. Обозначим P_1 – сила сопротивления перемещению рабочего органа до начала разрушения (рыхления) почвы; P_2 – сила сопротивления почвы перемещению рабочего органа во время рыхления. При этом всегда $P_1 > P_2$. Следовательно, на первой стадии происходит накопление энергии деформации упругого элемента (стойки) и отсутствует абсолютное перемещение рабочего органа в почве. Вторая, так называемая, стадия осцилляции, соответствует движению рабочего органа в почве при наличии скачкообразно уменьшившейся силы сопротивления P_2 .

Считаем, что переносное движение места закрепления упругого элемента на раме агрегата происходит с постоянной скоростью V_0 направлении x (рис. 1). Относительное движение места закрепления лапы на упругой стойке определяется координатой $q(t)$, которая при этом является зависящей от

времени t составляющей упругой деформации конца стойки в горизонтальном направлении.

На второй стадии автоколебательного движения уравнение динамического равновесия, составленное с помощью принципа Даламбера, имеет вид:

$$m\ddot{q} + qc - P_2 = 0, \quad (1)$$

где: m – масса рабочего органа и части почвы, которая движется вместе с ним; c – жесткость упругого элемента.

Преобразовывая (1), получим дифференциальное уравнение автоколебаний в стандартной форме:

$$\ddot{q} + \omega^2 q = \frac{P_2}{m}, \quad (2)$$

где: $\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$ – собственная частота колебаний рабочего органа на упругой подвеске.

Общее решение уравнения (2) имеет вид:

$$q(t) = C_1 \cos \omega t + C_2 \sin \omega t + \frac{P_2}{m\omega^2}. \quad (3)$$

Постоянные C_1 и C_2 определяются из начальных условий: $q(0) = \frac{P_1}{c}$; $\dot{q}(0) = V$. В результате получаем выражение для зависимости динамической деформации упругого элемента от времени на второй стадии автоколебаний:

$$q(t) = \frac{P_2}{c} + \frac{P_1 - P_2}{c} \cos \omega t + \frac{V}{\omega} \sin \omega t. \quad (4)$$

Соответствующее выражение для скорости деформации имеет вид:

$$\dot{q}(t) = \frac{(P_2 - P_1)}{c} \sin \omega t + V \cos \omega t. \quad (5)$$

Выражения (4) и (5) позволяют при проектировании упругой подвески рабочих органов почвообрабатывающих машин проводить теоретический анализ динамических деформаций и соответствующих напряжений, которые могут возникать в упругих элементах подвески в процессе рыхления с колебательным перемещением рабочих органов.

Важным показателем динамической деформируемости упругих элементов является размах деформации: $A_q = q_{\max} - q_{\min}$. С учетом (4) его величину можно вычислять с помощью выражения:

$$A_q = \frac{P_2}{c} + \frac{P_1 - P_2}{c} \cos \left(\arctg \frac{cV}{\omega(P_1 - P_2)} \right) + \frac{V}{\omega} \sin \left(\arctg \frac{cV}{\omega(P_1 - P_2)} \right). \quad (6)$$

Использование (6) позволяет оценивать как пиковые (экстремальные) нагрузки и напряжения в упругих элементах, так и амплитуды переменных напряжений при прогнозировании усталостной долговечности.

Внезапные механические отказы элементов и систем в машинах и конструкциях в основном бывают обусловлены случайными экстремальными

нагрузками, которые могут скачкообразно хотя бы раз превысить несущую способность и привести к квазистатическому разрушению или возникновению недопустимых остаточных деформаций. Несущую способность каждого из элементов следует также считать случайными величинами и поэтому закономерности возникновения внезапных механических отказов являются стохастическими. Существенным признаком внезапного механического отказа является то, что его риск не связан с накоплением повреждений и предысторией нагружения элемента.

Упругие элементы подвески рабочих органов почвообрабатывающих машин работают в режимах нагружения, для которых характерно наличие двух составляющих: основной (нормальной) и экстремальной (перегрузочной). Основная переменная составляющая нагрузки является случайным стационарным процессом и обусловлена, как правило, установившимися динамическими процессами автоколебательного характера.

Однако, кроме основных стационарных режимов работы многие элементы могут дополнительно подвергаться импульсным экстремальным воздействиям, имеющим нестационарный характер. Момент времени их появления и величина случайны и практически не связаны с основным стационарным режимом и его характеристиками.

Число таких экстремальных нагружений за весь период эксплуатации конкретного элемента является случайным и может быть весьма значительным, исчисляемым десятками и сотнями. Вместе с тем, регистрация и статистический анализ реальных величин и частоты экстремальных нагрузок этого типа у элементов мобильных машин обычно затруднены ввиду того, что в условиях эксплуатации они редки и кратковременны.

Используемый при построении моделей надежности способ схематизации внешнего экстремального нагружения объекта реализует известный подход [16-18], который заключается в замене непрерывного случайного процесса нагружения дискретной последовательностью (поток) стохастически независимых случайных воздействий P_{n_1}, \dots, P_{n_m} . Соответствующая схема стационарного дискретного потока приведена на (рис. 2 б). Учитывая, что на практике при эксплуатации мобильной техники возникновение экстремальных нагрузок – достаточно редкое событие, а опасность внезапного квазистатического разрушения в основном определяется величиной максимальных напряжений, возникающих при кратковременном нагружении, можно считать такой способ схематизации экстремального нагружения оправданным. Его использование при построении моделей надежности существенно упрощает математический аппарат и в ряде случаев позволяет получать результаты в аналитическом виде, что немаловажно для проведения инженерных расчетов.

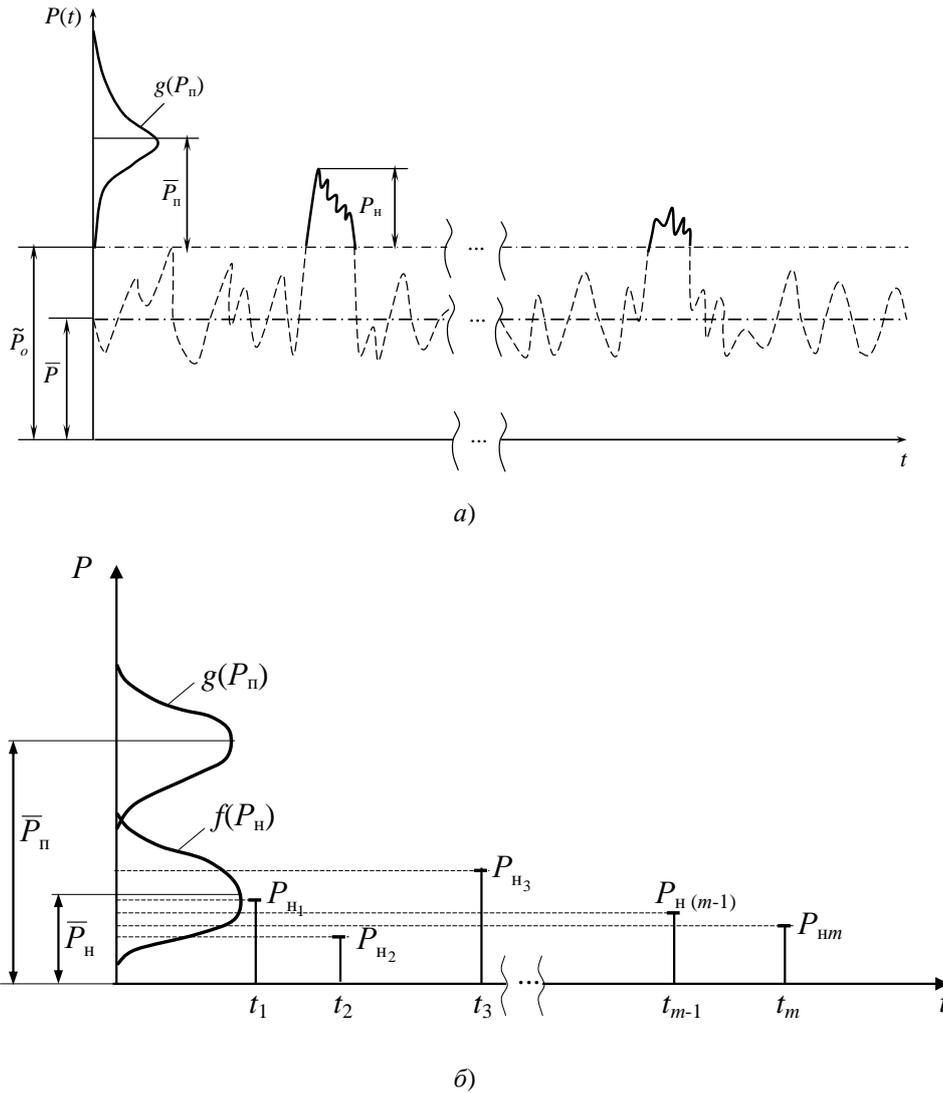


Рис. 2. Схематизация многократного экстремального нагружения: а) наложение экстремального нагружения на стационарный режим; б) схема случайного стационарного потока независимых дискретных нагружений
Fig. 2. Scheme of multiple extreme loading: a) the imposition of an extreme load on the stationary mode; b) diagram of a random steady stream of independent discrete loadings

Для некоторых видов распределений экстремальных нагрузок $F(P)$ и несущей способности $G_i(P)$ можно получить удобные для проведения прикладных инженерных расчетов аналитические выражения. В частности, рассматривая системы с последовательной в смысле надежности структурой, может быть получено выражение вероятности безотказной работы последовательной системы:

$$R_c(t) = - \int_0^{\infty} [F(P)]^{m(t)} d \left(\prod_{i=1}^n (1 - G_i(P)) \right) \quad (7)$$

при:

$$F(P_H) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{P_H}{a_H} \right)^b \right];$$

$$G_i(P_{ni}) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{P_{ni}}{a_{ni}} \right)^b \right]; \quad i = 1, 2, \dots, n.$$

В случае, когда функции распределений экстремальных нагрузок $F(P)$ и несущей способности

элементов $G_i(P)$ описываются законами Вейбулла с одинаковым параметром формы b (одним и тем же коэффициентом вариации), с помощью интегрирования может быть получено выражение:

$$R_c(m) = \prod_{j=1}^m \frac{j K_{\min}^b}{j K_{\min}^b + \chi}, \quad (8)$$

где: $\chi = \sum_{i=1}^n \left(\frac{K_{\min}}{K_i} \right)^b$ – условное число элементов в системе, "приведенное" к наиболее нагруженному; $K_i = \frac{\bar{P}_{ni}}{\bar{P}_H}$ – коэффициенты запаса по средним значениям несущей способности \bar{P}_{ni} и общей нагрузки \bar{P}_H на элементы; K_{\min} – коэффициенты запаса у наиболее нагруженных элементов системы.

Исследованы стохастические закономерности формирования усталостных отказов при случайном нагружении. При многоциклового усталости харак-

терно наличие случайного рассеивания как характеристик усталостной прочности, так и амплитуд нагружения для случая контактной усталости, когда не существует явно выраженного предела неограниченной выносливости (рис. 3).

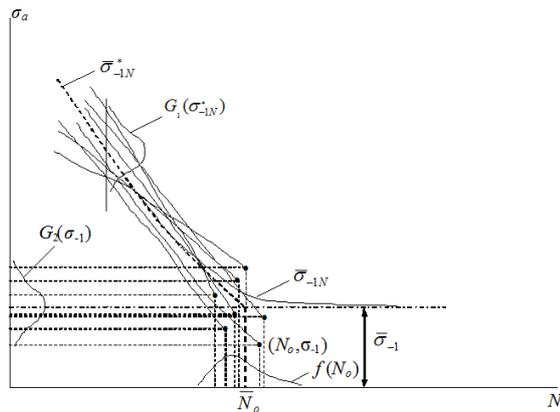


Рис.3. Схема формирования семейства кривых усталости

Fig. 3. Scheme of the formation of a family of curves of fatigue

Предложена и обоснована [19] стохастическая модель кривой многоциклового усталости в случае наличия предела неограниченной выносливости, включающая семейство монотонно убывающих реализаций случайного процесса изменения предела ограниченной выносливости, а также совокупность случайных и не зависящих от числа циклов нагружения реализаций предела неограниченной выносливости:

$$G(\sigma_{-1N}) = G_1(\sigma_{-1N}^*) \cdot G_2(\sigma_{-1}); \quad (9)$$

$$\bar{\sigma}_{-1N} = \int_0^{\infty} (1 - G_1(\sigma_{-1N}) G_2(\sigma_{-1})) d\sigma_{-1N}. \quad (10)$$

При составляющих функции распределения предела выносливости:

$$G_1(\sigma_{-1N}^*) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{\sigma_{-1N}^* \Gamma \left(1 + \frac{1}{b} \right)}{\bar{\sigma}_{-1N}^*} \right)^b \right]; \quad (11)$$

$$G_2(\sigma_{-1}) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{\sigma_{-1} \Gamma \left(1 + \frac{1}{b} \right)}{\bar{\sigma}_{-1}} \right)^b \right].$$

Выполнено определение средней кривой усталости для случая, когда предел выносливости имеет распределение Вейбулла:

$$\bar{\sigma}_{-1N} = \bar{\sigma}_{-1} \left\{ 1 + \left[1 - \left[1 + \left(\frac{\bar{N}_o}{N} \right)^{\frac{b}{m}} \right]^{-\frac{1}{b}} \right] \left(\frac{\bar{N}_o}{N} \right)^{\frac{1}{m}} \right\}. \quad (12)$$

Преимущества предложенного аналитического выражения состоит в возможности описывать с его

помощью как наклонный, так и горизонтальный участки кривой усталости. Это упрощает проведение соответствующих инженерных расчетов.

Предложен инверсионный подход к оценке эквивалентной нагруженности [20]. Инверсионный метод позволяет определять характеристики случайной эквивалентной нагруженности элемента по известной статистически построенной модели механической надежности. Исходным материалом для построения модели эквивалентной нагруженности являются статистические данные о серийно выпускаемом объекте. Затем такая модель переносится на кривую усталости и инверсионным путем оценивается распределение эквивалентной нагруженности. В дальнейшем информация об эквивалентной нагруженности используется при проектировании или модернизации объекта, являющегося аналогом серийному по конструкции и назначению.

ВЫВОДЫ

Совокупность описанных методов дает возможность на этапе проектирования оптимизировать энергосберегающие свойства машин по обработке почвы с рабочими органами на упругой подвеске и обеспечить конкурентоспособность за счет высоких показателей надежности. Все это возможно при развитии теории обеспечения рациональной технологии динамического рыхления и решении проблем, связанных с определением истинных значений нагрузок при их статистическом моделировании.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Алямовский А.А. 2014.** SolidWorks Simulation. Инженерный анализ для профессионалов: задачи, методы, рекомендации. БХВ-Петербург, 562.
2. **Басов К.А. 2009.** ANSYS в примерах и задачах. М: КомпьютерПресс, 224.
3. **Кухтин В.Н., Булаев И.В., Баранов И.С. 2015.** Применение расчетного комплекса SOFiStiK для расчета мостовых конструкций. М.: МАДИ, 136.
4. **Барабаш М.С., Козлов С.В., Медведенко Д.В. 2012.** Компьютерные технологии проектирования металлических конструкций. Киев: НАУ, 572.
5. **Базаров В.П. 1980.** Дополнительный упругий элемент и его влияние на упругую подвеску. Конструирование и технология производства сельскохозяйственных машин. №10, 9 – 11.
6. **Войтюк Д.Г., Човнюк Ю.В., Диктерук М. 2013.** Возникновение параметрических колебаний и резонансов культиваторов с упругой подвеской рабочих органов. Межведомственный научный сборник. № 98, Т.1. Глеваха, 376-384. (Украина).

7. **Войтюк Д.Г., Човнюк Ю.В., Гуменюк Ю.О., Гуцол О.П. 2012.** Физико-механический анализ автоколебательных режимов работы вибрационной рыхлительной лапы культиватора Вибрации в технике и технологиях. № 4 (68). НУ-БиП, 24-30. (Украина).
8. **Колбаса В., Курка В. 2011.** Физические уравнения деформирования почвы с существенным проявлением вязкопластичных свойств. MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. Tom 13. Lublin, 145-155.
9. **Ферендюк А. 2014.** Анализ баланса мощности фрезерного культиватора с вибрационными рабочими органами. MOTROL. Commission of Motorization and energetics in agriculture. Vol.16. No.4. Lublin, 157-161.
10. **Алферов А.И. 2015.** Динамика движения и надежность рабочих органов почвообрабатывающих агрегатов на упругой подвеске. Ресурсосберегающие технологии, материалы и оборудование в ремонтном производстве. Вестник Харьковского национального университета сельского хозяйства имени Петра Василенко. № 158. Харьков, 271-278. (Украина).
11. **Алферов А.И. 2015.** Динамические характеристики упругой подвески рабочих органов почвообрабатывающих агрегатов. Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства имени Петра Василенко "Проблемы надежности машин и средств механизации сельскохозяйственного производства". № 163. Харьков, 174-177 (Украина).
12. **Гринченко А.С., Алферов А.И., Савченко В.Б., Юрьева А.П. 2016.** Теоретический анализ автоколебаний почвообрабатывающих органов на упругой подвеске с учетом стохастических факторов. Технический сервис агропромышленного, лесного и транспортного комплексов. № 5. Харьков, 222-226. (Украина).
13. **Гринченко А.С., Алферов А.И. 2015.** Теоретические модели функционирования и обеспечения механической надежности культиваторов с подпружиненными рабочими органами. Общегосударственный межведомственный научно-технический сборник. № 45, Часть I. Кировоград, 205-212 (Украина).
14. **Василенко Н.В. 1992.** Теория колебаний. Киев: Высшая школа. 430.
15. **Пановко Я.Г. 1980.** Введение в теорию механических колебаний. М.: Наука, 272.
16. **Гринченко А.С. 2000.** Модели прогнозирования прочностной надежности элементов машин при однократном разрушении. Повышение надежности восстанавливаемых деталей машин. Вестник ХГТУСХ. №4. Харьков, 21-27.
17. **Гринченко А.С. 2003.** Некоторые прикладные модели прочностной надежности при внезапных отказах. Динамика и прочность машин: Вестник Национального технического университета "ХПИ". №12. Т.1. Харьков, 51-58.
18. **Гринченко А.С. 2012.** Нормирование и обеспечение механической надежности при экстремальных нагрузках. Проблемы надежности машин и средств механизации сельскохозяйственного производства. Вестник ХНТУСГ имени Петра Василенко. №128. Харьков, 70-76.
19. **Гринченко А.С. 2013.** Стохастические закономерности возникновения отказов от утомительного разрушения и модели прогнозирования механической надежности. Механизация и электрификация сельского хозяйства. Межведомственный тематический научный сборник. №98, Т. 2. Глеваха, 435-443.
20. **Гринченко А.С. 2012.** Инверсионное оценивание эквивалентной нагруженности. Современные проблемы инновационного развития агроинженерии и информационных технологий. Сборник трудов Белгородской государственной сельскохозяйственной академии имени В.Я. Горина. №2. Белгород, 20-24.

METHODOLOGY PROVIDE MECHANICAL MACHINES RELIABILITY IN DESIGN

Summary. It is proposed to the widespread use of computerization in the design phase and to ensure the reliability of mechanical tillage machines using oscillating motion of working bodies at loosening the soil. The article describes a set of methods to be applied in the design of tillage agricultural machinery with the working bodies in the elastic suspension. The technique of mechanical reliability elastic racks working organs of tillers. The equations of oscillation, a decision which allows the design stage to calculate the value of dynamic deformation of elastic suspension elements. It is based on consideration of the motion of working bodies as a process of self-oscillation, which allows to evaluate how the extreme stress and strain in elastic elements, and alternating voltage amplitude. Improved theory of calculating the reliability of multiple systems with a consistent structure. Improved theory of calculating the reliability of multiple systems with a consistent structure. Abstract stochastic regularities in the formation of fatigue failure under random loading for a cycle fatigue, which is characterized by a random dispersion characteristics of fatigue strength and load amplitudes. A contrail approach to the assessment of the equivalent of load, which allows to determine the characteristics of the random element equivalent of loading a known statistical model of mechanical reliability.

Key words: tillage, design, sudden failure, gradual rejection, self-oscillation, mechanical reliability.

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ АГРОТЕХНОЛОГИЙ В РАСТЕНИЕВОДСТВЕ К ИЗМЕНЕНИЮ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Анатолий Лебедев, Михаил Шуляк

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

Московский проспект, 45, Харьков, Украина.. E-mail: mihail_shulyak@mail.ru

Anatoliy Lebedev, Mihail Shulyak

Kharkiv Petro Vasylenko national technical university of agriculture

St. Moskovskiy Prospect, 45, Kharkov, Ukraine. E-mail: mihail_shulyak@mail.ru

Аннотация. Эта статья освещает некоторые проблемы выбора рационального режима эксплуатации машинно-тракторного агрегата, возникающие во время выполнения технологической операции машинами переменной массы.

Цель работы определена необходимостью оценки устойчивости агротехнологий растениеводства к изменению параметров и режимов работы тракторных агрегатов. При выполнении технологических процессов задействовано значительное количество тракторных агрегатов и различных средств механизации, от технического состояния которых зависит эффективность выполнения полевых работ. При оценке устойчивости технологический процесс рассматривается как динамическая система, в основу которой положены типовые операции обработки почвы и уборки урожая.

Выполнение МТА технологической операции связано с большими затратами энергии, которая расходуется как непосредственно на выполнение самой технологической операции, так и на динамические процессы, возникающие в системе взаимодействия «трактор – орудие».

Рассмотрены модели технологических процессов в растениеводстве при различном соединении типовых операций, чувствительности технологического процесса к изменению параметров средств механизации оценена топологическим методом.

Решая задачу о максимальной производительности технологического процесса, как с параллельным, так и с последовательным соединением простых операций, направленную на минимум энергетических затрат необходимо изменить подход к выбору режимов работы МТА. Это станет возможно при рассмотрении технологической операции как совокупности самостоятельных объектов, находящихся в динамическом равновесии. Любое отклонение динамической системы под воздействием внутренних или внешних факторов, необходимо отслеживать и компенсировать применяя управляющее воздействие.

Ключевые слова: машинно-тракторный агрегат, технологический процесс, потери энергии, выбор режима эксплуатации.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Под агротехнологическим процессом в растениеводстве понимается совокупность выполнения операций, направленных на производство полевых

культур. При выполнении агротехнологий задействовано значительное количество тракторных агрегатов, от параметров и режимов работы которых зависит эффективность выполнения полевых работ.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ.

Проблема разработки перспективных агротехнологий [1, 2] определила направление исследований по совершенствованию средств механизации в растениеводстве [3-5]. В данных работах технологический процесс рассматривается как система со статическими параметрами, хотя в смежных областях, например, в машиностроении, подобные задачи в основном решаются как системы с переменными параметрами [6, 7]. При этом чувствительность подобных систем рассматривается во взаимосвязях с точностью их функционирования [7-9]. При решении задач оперативного управления технологическим процессом эффективна методика разделения на отдельные операции, позволяющая моделировать сложные технологические процессы [10-12]. Данная методика эффективно применена при моделировании технологических процессов в земледелии [13] и направлена на решения задач разработки математических моделей в сельском хозяйстве [14].

В известных публикациях по агротехнологиям растениеводства не рассматривались вопросы взаимосвязи агротехнологий с нестабильностью параметров и режимов работы мобильных средств механизации, в частности тракторных агрегатов.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы – необходимость оценки устойчивости агротехнологий растениеводства к изменению параметров и режимов работы тракторных агрегатов.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

При выполнении технологических процессов задействовано значительное количество тракторных агрегатов и различных средств механизации, от технического состояния которых зависит эффективность выполнения полевых работ. При оценке устойчивости технологический процесс рассматривается как динамическая система, в основу которой положены типовые операции обработки почвы и уборки урожая с входным и выходным потоками, V – управляющем

воздействии (рис. 1).

В технологическом процессе растениеводства к простым операциям отнесены операции, выполняемые одним сельскохозяйственным орудием, например, операции вспашки, культивации, посева и т.д.

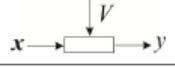
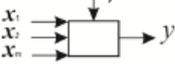
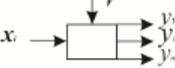
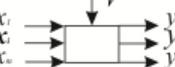
Типовые операции	Уравнения связи
	$x = f(\bar{V}, y)$
	$x_i = f_i(\bar{V}, y), i = 1, \dots, n$
	$y_j = f_j(\bar{V}, x), j = 1, \dots, m$
	$y_j = f_j(\bar{V}, \bar{x}), j = 1, \dots, m$

Рис 1. Типовые операции технологических процессов

Fig. 1. Typical operations of technological processes

Сходящиеся операции присущи комбинированным сельскохозяйственным агрегатам, выполняющим за один проход несколько простых операций, например, культивацию и посев, междурядную обработку и внесение гербицидов и т.д. При разделительных операциях сельхозпродукты, например, зерно, разделяется при сепарации на фракции.

Сложной операции соответствует технологическая схема, включающая несколько операций, или агрегат с несколькими входами и выходами, например, модульное энергетическое средство, обеспечивающее выполнение различных технологических операций при различных режимах работы.

Уравнение простых, сходящихся, разделительных и сложных операций осуществляется по управляющему воздействию V , связанному с изменением технологических или режимных параметров проведения операции.

В непрерывном технологическом процессе удобно типовые операции связать с числом материальных потоков на входе и выходе агрегата (совокупности агрегатов, осуществляющих эту операцию). Например, для технологического процесса доставки и разбрасывания твердых удобрений [15] в зависимости от принятой схемы возможно различное сочетание агрегатов, обеспечивающих доставку на поле органических удобрений (рис. 2).

При однофазной технологии входной поток органических удобрений равен выходному как для всего технологического процесса $x_1 = y_5$, так и для отдельных операций $x_1 = y_1, x_2 = y_2, \dots, x_n = y_n$. При применении низкорамных кузовных разбрасывателей органических удобрений, работающих совместно с автомобильным и тракторным самосвальным транспортом, входной поток на одной из операций, например, на погрузчике, разделяется на два потока $x_1 = y_1 + y_2$.

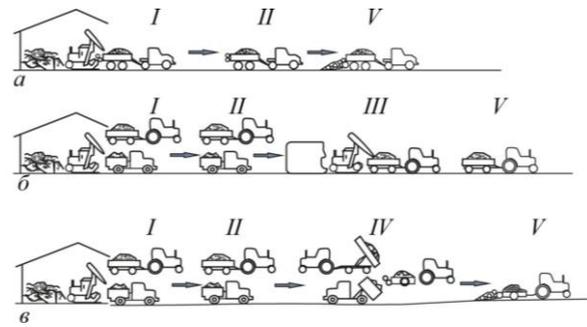


Рис. 2. Технологические схемы доставки и разбрасывания твердых органических удобрений: а – двухфазная технология; б – однофазная технология; в – с применением низкорамных кузовных разбрасывателей: I – погрузка, II – перевозка, III – погрузка на штабеля, IV – погрузка разбрасывателя, V – разбрасывание

Fig. 2. Technological scheme of delivery and spreading solid organic fertilizers: a – biphase technology; b – single-phase technology; c – with low-frame touring spreaders: I – loading, II – transportation, III – loading on the stack, IV – loading spreader, V – spreading

В дальнейшем технологический процесс осуществляется по однофазной схеме $x_2' = y_2', x_3' = y_3', \dots, x_n' = y_n'$ и $x_2'' = y_2'', x_3'' = y_3'', \dots, x_n'' = y_n''$. При двухфазной технологии поток органических удобрений на одной из операций, например, на перевозке от фермы к месту складирования в поле, разделяется, а затем вновь соединяется при разбрасывании удобрений в поле. Функционирование данного технологического процесса может быть записано в виде равенства потоков на отдельных операциях:

$$x_1 = y_1 + y_1'' = x_2 + x_2'' = y_2 + y_2'' = x_3 + x_3'' = y_3 = x_5 = y_5$$

Технологические процессы сельскохозяйственного производства могут включать различное сочетание типовых операций, в частности последовательное и параллельное их соединение. Для подобных технологических процессов в зависимости от выбранных параметров управления типовыми операциями, связанными с изменением режима выполнения операции, можно достичь наилучших показателей всего технологического процесса, например, по производительности, минимуму затрат. В растениеводстве наиболее типично соединение простых операций.

Будем рассматривать следующие модели соединения простых операций:

$$x^{(k)} = V^{(k)} y^{(k)}, \quad (1)$$

$$x^{(k)} = f_k(V^{(k)}) y^{(k)}, \quad (2)$$

где: k – индекс соответствует номеру простой операции технологического процесса; $x^{(k)}, y^{(k)}$ – количественные характеристики входного и выходного потоков операций; $V^{(k)}$ – параметр управления; f_k – заданная функция от $V^{(k)}$.

Уравнение (1) отражает простую модель технологического процесса, при которой параметр $V^{(k)}$ настраивается на определенное значение перед

началом выполнения технологического процесса, а уравнение (2) отражает модель сложного технологического процесса, при котором параметр $V^{(k)}$ может изменяться при выполнении технологического процесса.

При последовательном соединении n простых операций (Рис. 3) условие последовательности записывается следующим образом:

$$y^k = x^{(k+1)}, k = 1, \dots, n-1. \quad (3)$$

Для подобного технологического процесса на входной поток каждой операции положены ограничения:

$$0 \leq x^{(k)} < \bar{x}^{(k)}, k = 1, \dots, n-1. \quad (4)$$

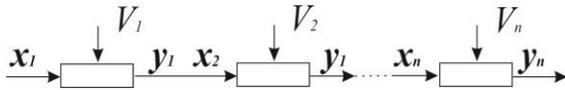


Рис. 3. Технологический процесс с последовательным соединением простых операций

Fig. 3. Technological process with series connection of simple operations

При решении задачи максимальной производительности данного технологического процесса требуется выбрать такие значения переменных $x^{(k)}, V^{(k)}$, при которых выходной поток $y^{(n)}$ достигает максимума ($y^{(n)} \rightarrow \max$ при выполнении ограничения 4).

При совместном рассмотрении уравнений (1) и (3) для последовательного соединения простых операций задача максимальной производительности технологического процесса математически записывается в виде:

$$\left. \begin{aligned} y^{(n)} \prod_{s=k}^n \leq \bar{x}^{(k)} k = 1, \dots, n; \\ V^{(k)} \leq \bar{V}^{(k)}; \\ y^{(n)} \rightarrow \max \end{aligned} \right\}, \quad (5)$$

$$x^{(n)} = y^{(n)} \prod_{s=k}^n V^{(s)}. \quad (6)$$

Ввиду наличия в уравнении (6) произведения переменных, задача (5) может быть отнесена к классу задач нелинейного программирования. Решение подобной задачи может быть упрощено при выделении «узкого места» технологического процесса, лимитирующего его производительность, т.е. оптимальное значение функционала $y^{(n)}$. Согласно (6) для операций, начиная с номера l , будем иметь $V^{(s)} \leq \bar{V}^{(s)}$; $s = l, \dots, n$ а для операций до номера l параметры $V^{(r)}, r = 1, \dots, l-1$ могут иметь множество возможных значений, определяемых системой неравенств:

$$\prod_{s=1}^r V^{(1-s)} \bar{x}^{(l)} \leq \bar{x}^{(l-1)}, r = 1, \dots, l-1; V^k \leq V^{(k)} \leq \bar{V}^{(k)}.$$

Подобный подход к решению системы уравнений (5) позволяет получить оптимальное значение потока на выходе технологического процесса в виде:

$$y^{*(n)} = \min_{(k)} (\bar{x}^{(k)} / \prod_{s=k}^n V^{(s)}). \quad (7)$$

Для параллельного соединения (рис. 4) m простых операций при учете ограничений на суммарный входной поток:

$$\sum_{k=1}^m x^{(k)} = \bar{x}_0, \quad (8)$$

где: \bar{x}_0 – заданное число.

Задача о максимальной производительности технологического процесса записывается в виде:

$$\left. \begin{aligned} 0 \leq x^{(k)} < \bar{x}^{(k)}; \\ \sum_{k=1}^m x^{(k)} = \bar{x}_0; \\ x^{(k)} = V^{(k)} y^{(k)}; \\ \sum_{k=1}^m y^{(n)} \rightarrow \max \end{aligned} \right\}. \quad (9)$$

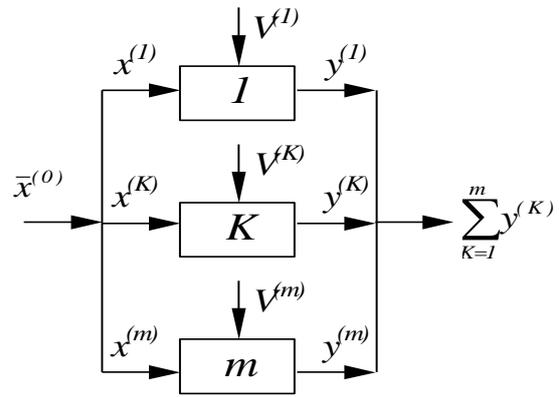


Рис. 4. Технологический процесс с параллельным соединением простых операций

Fig. 4. Technological process with parallel connection of simple operations

Решая систему уравнений (9) методами линейного программирования, находим значения переменных $x^{(k)}, y^{(k)}$. Однако задачу (9) можно решить значительно проще, допустив, что для отдельных операций соблюдаются следующие неравенства:

$$\underline{V}^{(1)} < \underline{V}^{(2)} < \underline{V}^{(3)} < \dots < \underline{V}^{(m)}. \quad (10)$$

При учете (1) функционал задачи можно записать в следующем виде $F = \sum_{k=1}^m x^{(k)} / V^{(k)}$. В этом случае порядок решения системы уравнений состоит в следующем. задается полная нагрузка первой операции, т.е. $x^{(1)} = \bar{x}^{(1)}$ и если $\bar{x}^{(1)} = \bar{x}^0$, то решением задачи является $x^{(1)} > \bar{x}^{(1)}, x^{(2)} = x^{(3)} = \dots = x^{(m)} = 0$. При $\bar{x}^{(1)} = \bar{x}^0$ первой операции устанавливается нагрузка $\bar{x}^{(1)}$, а остаточный поток относится ко второй операции и т.д. Рассмотренная процедура решения задачи с целью обеспечения максимальной производительности технологического процесса совпадает с процедурой распределения нагрузок при постоянных коэффициентах $V = \underline{V}$. Параллельное соединение простых операций присуще для технологических процессов при групповой работе средств механизации.

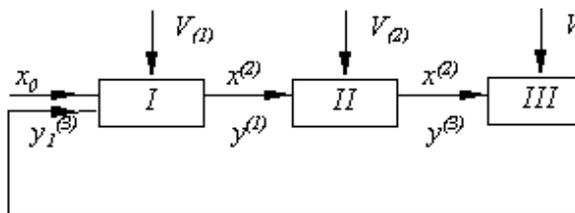
Устойчивость технологического процесса определяется устойчивостью отдельных операций, динамические свойства которых определяют качество технологического процесса. На примере технологии возделывания кукурузы на зерно оценена устойчивость технологического процесса к изменению параметров средств механизации. В данной технологии операции подготовки почвы и посева включают 14 операций:

1. Послеуборочное: лушение в 2 следа, дискование в 2 следа.
2. Внесение удобрений:
 - суперфосфата и калийной соли;
 - аммиачной селитры перед дискованием с заделкой в почву.
3. Транспортировка и внесение органических удобрений.
4. Вспашка зяби с боронованием или каткованием на глубину 25-27 см, 27-30 см.
5. Выравнивание развальных борозд.
6. Выравнивание зяби с осени.
7. Выравнивание зяби весной.
8. Внесение гербицидов.
9. Заделка гербицидов: – дисковыми орудиями – культиватором.
10. Предпосевная культивация.
11. Перевозка семян и заправка сеялки.
12. Перевозка ГХУГ и заправка сеялки.
13. Посев кукурузы.
14. Прикатывание поля (при необходимости).

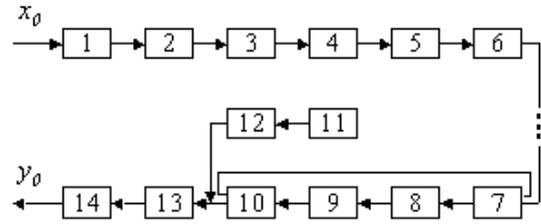
Технология возделывания кукурузы на зерно проводится по схеме (рис. 5), состоящей из сходящейся (I), простой (II) и разделительной (III) операций.

В качестве сходящейся операции принимается подготовка почвы и посев, простой - уход за посевами и разделительной операции - уборка кукурузы. При этом выходной поток y (масса зерна кукурузы) разделяется на непосредственное потребление зерна $y_2^{(3)}$ и семенной фонд $y_1^{(3)}$.

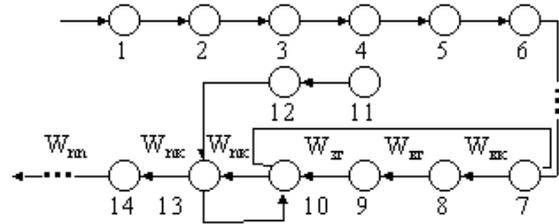
В качестве внешних воздействий технологического процесса, могут быть приняты изменение параметров средств механизации и условий их функционирования $V^{(1)}, V^{(2)}, V^{(3)}$. Нарушение качества технологического процесса устраняется при повторном выполнении технологической операции, например, на посеве ($-W_m$), предпосевной культивации ($-W_{не}$) и т.д.



a)



б)



в)

Рис. 5. Технологический процесс возделывания кукурузы на зерно (а), операции подготовки почвы и посева (б) и их нормализованный граф (в): I, II, III – подготовка почвы и посев, уход за посевами, уборка урожая; 1, 2, ..., 14 – операции по видам работ

Fig. 5. The technological process of cultivation of corn (a), operations of soil preparation and seeding (b) and the normalized graph (c): I, II, III – soil preparation and planting, care of crops, harvesting; 1, 2, ..., 14 – operations by type of activity.

Функции чувствительности технологии возделывания кукурузы на зерно, например, по коэффициентам усиления отдельных операций на весенней подготовке почвы и посеве, получены по графу сигналов (рис. 4):

$$\text{выравнивание зяби: } S_{\kappa_n}^{\phi}(p) = 1;$$

предпосевная культивация:

$$S_{\kappa_n}^{\phi}(p) = \frac{1}{1 + \kappa_{\kappa} W_{нк}(p) [W_{нв}(p) + W_{вз}(p) W_{нк}(p) W_{нн}(p)]}.$$

Анализ данных функций чувствительности показывает, что коэффициент усиления K_{ϕ} не является критериальным, другие же коэффициенты при изменении параметров средств механизации существенно влияют на качество технологического процесса.

Особое внимание следует уделить функционированию сельскохозяйственных машин переменной массы. Так при использовании МТА в составе трактор (источник энергии) в агрегате с машинной переменной массы изменении параметров, связанных с разгрузкой кузова разбрасывателя, существенно повлияют на качество технологического процесса и эффективности использования.

Согласно работе [15], проводим расчеты для начального и конечного состояний работы МТА (рис. 6).

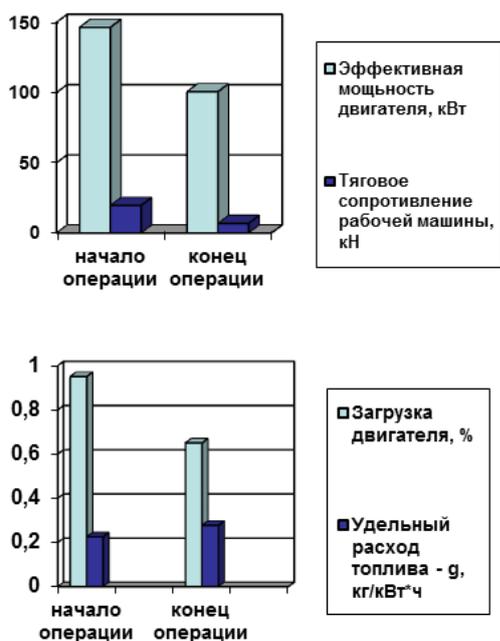


Рис. 6. Влияние изменения массы сельскохозяйственной машины на нагрузку двигателя

Fig. 6 Effect of changes in weight of agricultural machine on load of engine

Как видно из приведенного расчета изменение массы сельскохозяйственной машины существенно повлияло на коэффициент загрузки двигателя. Проанализировав регуляторную характеристику двигателя Д-260 и многопараметровую трактора. Можно утверждать, что удельный расход топлива ухудшится на 18% и составит для первого случая 225 г/кВт·час; для второго 274 г/кВт·час.

Одним из известных способов улучшения топливной экономичности за счет более полной загрузки двигателя, является переход на частичный скоростной режим работы и повышенную передачу трансмиссии. Этот способ широко применяется при работе трактора в пределах тяговой концепции, при переходе к тягово-энергетической концепции [16].

Адаптация энергонасыщенных тракторов при выполнении заданной технологической операции, без учета изменения сил сопротивления, в зависимости от колебаний скорости и массы, уменьшает эффективность, за счет не полного использованию их потенциальных возможностей и дополнительно расхода топлива при работе на режимах недогрузки двигателя. Возможным направлением решения данного вопроса является применение систем управления, которые могут корректировать регулирующее влияние на тракторный агрегат, учитывая коэффициенты усиления тракторного агрегата по скорости и массе, и автоматически изменять режимы работы двигателя [17].

Повышение эффективности эксплуатации энергонасыщенных тракторов за счет изменения частоты вращения коленчатого вала двигателя, возможно. Однако для машин переменной массы, при работе которых нужно несколько раз за одну технологическую операцию изменять параметры работы двига-

теля и трансмиссии, нужно применять более быстрые алгоритмы выбора режимов работы, способные приспосабливаться к внешним факторам в эксплуатации.

При разработке автоматических систем управления целесообразно использовать методики экспресс диагностирования и обработки результатов мониторинга предложенные в работах [18, 19].

Для выбора оптимального режима работы сельскохозяйственного агрегата необходимо оценивать динамические потери при установившемся движении, возникающие при колебании действительной скорости движения и динамической составляющей буксования. Для МТА, в составе которых функционируют машины переменной массы, предложенный динамический метод [20], который позволит контролировать изменение режимов при выполнении технологических операций, и без потери качества операции достичь более эффективного их использования.

ВЫВОДЫ

Решая задачу о максимальной производительности технологического процесса, как с параллельным, так и с последовательным соединением простых операций, направленную на минимум энергетических затрат необходимо изменить подход к выбору режимов работы МТА. Это станет возможно при рассмотрении технологической операции как совокупности самостоятельных объектов, находящихся в динамическом равновесии. Любое отклонение динамической системы под воздействием внутренних или внешних факторов, необходимо отслеживать и компенсировать применяя V_n – управляющее воздействие.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Погорелый Л.В. 1988.** Сельскохозяйственная техника и технологии будущего. Киев, 176. (Украина).
2. **AgriTechnica 2011** все про прогрессивное сельскохозяйственное машиностроение. Пропозиция. № 198, 98 – 102. (Украина).
3. **Кравчук В.И. 2000.** Концепция гарантированно-адаптивного управления рабочими процессами сельскохозяйственных агрегатов и машин. Техника АПК. Киев, № 11, 4 – 16. (Украина).
4. **Кушнарев А.С. 1989.** Механико-технологические основы обработки почвы Киев, 77. (Украина).
5. **Василенко П.М. 1980.** Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем. Киев, 77. (Украина).
6. **Первозванский А.А. 1975.** Математические модели управления производством. Москва, 615.
7. **Быховский М.Л. 1964.** Чувствительность и динамическая точность систем управления. Техническая кибернетика. Москва, №10, 9-15.
8. **Бородачев Н.А. 1969** Основные вопросы теории точности производства Москва, 412.

9. **Rosen I.B. 1963.** Solution of nonlinear programming problem by partitioning. *Management science*, № 2, 160-173.
10. **Дудников Е.Е., Цозиков Ю.М. 1973.** Типовые задач распределения материальных потоков непрерывного. Москва, 59.
11. **Dantzig G.B., Wolf Ph. 1960.** Decomposition principles for linear programs. *Oper. Res.*, № 1, 101-111.
12. **Prabhakaz T. A. 1968.** Generalized linear programming solution to the separation – blending problems. *Ind. and Eng. Chem. Fundamentals*. № 4, 626.
13. **Крыжачковский Н.Л. 1999.** Моделирование и оптимизация технических и технологических процессов в земледелии. Варшава, 123.
14. **Франс Дж., Торли Дж. Х. М. 1981.** Математические модели в сельском хозяйстве Москва, 123.
15. **Бобровник А.И. Аль-Кинани М.Ф., 2013.** Кинематика двухпоточного независимого вала отбора мощности трактора. *Агропанорама*. 2013, № 3, 12-16.
16. **Шуляк М.Л. 2015.** Эффективность эксплуатации трактора в агрегате с машиной переменной массы. *Актуальные направления научных исследований XXI века. Воронеж*, № 2, 161-164.
17. **Шуляк М.Л., Артемов Н.П. 2015.** Зависимость силы сопротивления движению тракторного агрегата от переменной массы сельскохозяйственной машины. *Agricultural machinery.Varna. Issue 4*, 10 – 13. (Bulgaria).
18. **Артёмов Н.П., Подригало М.А. 2014.** Экспериментальное определение тяговых показателей тракторов по динамике их разгона. *Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. Vol.15. № 7, Lublin.* 47-52.
19. **Артёмов Н.П. 2013.** Определение управляемости и устойчивости движения машинно-тракторных агрегатов моделированием парциальных ускорений. *Motrol Commission of motorization and energetics in agriculture. Vol.15, № 7. Lublin.* 151-157.
20. **Шуляк М.Л. 2015.** Выбор оптимального режима функционирования агрегата на основе динамических параметров. *Engineering of nature management*. № 2, 85 – 91.

EVALUATION OF SUSTAINABILITY OF AGRICULTURAL TECHNOLOGIES IN CROP PRODUCTION TO A CHANGE IN THE PARAMETERS AND OPERATING MODES OF TRACTOR UNITS

Summary. This article consider of some of the problems of choosing the rational mode of operation of the machine-tractor unit arising during the execution process by machines with variable mass.

Objective determined the need to evaluate the sustainability of crop agricultural technologies to change the parameters and operating modes of tractor units. During technological processes involved a large number of tractor units and the various means of mechanization, from the technical condition depends on the effectiveness of field operations. In assessing the sustainability of the technological process it's considered as a dynamic system, which is based on standard operation tillage and harvesting.

Execution of technological operation MTU associated with high costs of energy, which is consumed directly to perform most processing operations and for dynamic processes occurring in the interaction of "tractor-instrument."

The models of the technological processes in the plant growing at different combinations of model operations, the technological processes sensitiveness to the modification of the parameters by means of mechanization are considered and appreciated by topological method.

Solving the problem of the maximum performance of the process as a parallel or serial connection with simple operations, directed at minimum energy costs, it is necessary to change the approach to the choice modes of operation of the MTU. This will be possible when considering the manufacturing operation as a set of independent objects that are in dynamic equilibrium. Any deviation of the dynamic system under the influence of internal or external factors, it is necessary to monitor and compensate for applying the control action.

Key words: Machine-tractor unit, technological process, energy loss, operating mode selection.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ГОТОВНОСТИ МАШИНЫ ПРИ ПЕРИОДИЧЕСКОЙ РАБОТЕ И ДВУХЭТАПНОМ ПРОЦЕССЕ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПОСЛЕ ОТКАЗА

Сергей Шевченко

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

Ул. Артема, 44, Харьков, Украина. E-mail: Serg.Shevchen@gmail.com

Sergey Shevchenko

*Kharkiv Petro Vasylenko national technical university of agriculture
Str. Artyoma, 44, Kharkov, Ukraine. E-mail: Serg.Shevchen@gmail.com*

Аннотация. Исследован процесс возникновения отказов и восстановления машины, периодически повторяющиеся циклы работы которой состоит из рабочей смены (во время которой может произойти отказ) и плановой паузы.

Восстановление машины после отказа рассматривается как процесс, который состоит из двух этапов – логистической задержки (доставка запасных частей) и ремонта. Предполагается, что случайные длительности этих этапов имеют экспоненциальные законы распределения.

Рассмотрены два варианта организации ремонта. Первый вариант – ремонт осуществляется только во время рабочих смен. Второй вариант – ремонт осуществляется и во время рабочих смен, и во время плановых пауз.

Для обоих вариантов организации ремонта получены зависимости доли продолжительности восстановления машины, которая приходится на рабочие смены, от параметров производственного цикла и параметров закона распределения логистической задержки и длительности ремонта. Исследование выполнено методом математического моделирования, с использованием теории надежности машин и теории вероятностей.

Приведены результаты численного моделирования указанных зависимостей.

Полученные зависимости могут использоваться для определения коэффициента готовности машин периодического применения с учетом показателей безотказности машины, показателей ремонтпригодности машины, длительностей рабочих смен и плановых пауз.

Ключевые слова: надежность, готовность, машина, отказ, восстановление, периодическая работа.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

При оптимизации состава и технической эксплуатации тракторного парка аграрных предприятий и предприятий лесного комплекса возникает необходимость в определении коэффициента готовности машин для учета влияния их надежности на продолжительность выполнения технологических операций [1, 2]. Это обусловлено существенным влиянием сроков выполнения работ на потери продукции [3–5]; возможные потери вследствие от-

казов можно определить с помощью зависимостей, полученных в [6].

При определении коэффициента готовности машин на основании эксплуатационных данных о средней наработке между отказами и среднем времени восстановления используют формулу [7]:

$$K_G = \frac{T_P}{T_P + T_B}, \quad (1)$$

где: K_G – коэффициент готовности; T_P – средняя наработка между отказами, T_B – среднее время восстановления.

Однако, в этой формуле не учтена структура производственного цикла рассматриваемых машин, состоящего из рабочей смены и плановой паузы. А наличие такой паузы, обусловленной агрометеорологическими требованиями либо техническими ограничениями на работу машин в ночное время, характерно для технологических операций в указанных отраслях [8, 9].

В случае, если простой машины вследствие отказа приводит к существенным издержкам, восстановление машины может выполняться и во время плановых пауз производственного цикла. Поэтому актуальной проблемой является определение коэффициента готовности на основании данных о показателях безотказности и ремонтпригодности машин, работа которых осуществляется с плановыми паузами.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В работе [10] показано, что коэффициенты технической готовности и технического использования, являясь комплексными критериями оценки готовности и использования машин, не в полной мере характеризуют потребительские свойства и возможности техники. В частности, не учитывается работа в межсменное и нерабочее время, при восстановлении машин, а также простой в ожидании технического обслуживания и ремонта, возможность оказания технического сервиса и т.д.

В [11] разработана модель управления технической готовностью и состоянием машин. В ней учтен комплекс факторов, влияющих на эффективность применения машин (к которым относятся, в частно-

сти, коэффициент технического использования и коэффициент использования времени суток).

В исследованиях надежности машин, преимущественно, используют аппроксимацию длительности восстановления случайной величиной, распределенной по экспоненциальному закону [12–16]. Как известно, недостатком такой аппроксимации является соответствие максимума плотности вероятности длительности восстановления моменту отказа; результаты исследований по определению длительности восстановления машин растениеводства приведены в [17, 18]. Согласно ГОСТ Р 27.002 ИЕС 60050 (191) [19], восстановление машины после отказа рассматривается как многоэтапный процесс, характеризующийся как оперативной продолжительностью обслуживания, так и логистической задержкой (ожидание доставки запасных частей). Поэтому в данном исследовании используем двухэтапную модель восстановления машины.

В [20] предложена формула для определения коэффициента готовности машины на основе данных о наработке на отказ и потере рабочего времени на восстановление машины. Обратим внимание, что для ее практического применения нужны данные именно о той составляющей времени восстановления машины, которая приходится на рабочее время.

В качестве обобщенного показателя безотказности, готовности и ремонтпригодности периодически используемых машин в [21] предложено использовать их взвешенную сумму.

Методика планирования работ, учитывающая отказы машин, случайный характер сельскохозяйственных уборочных машин, приведена в [22].

В работе [23] разработана методика определения коэффициента готовности машины периодического применения при аппроксимации распределения длительности восстановления показательным законом и законом Вейбулла.

Нерешенной частью проблемы является определение комплексных показателей надежности машин периодического применения при двухэтапном процессе восстановления, состоящем из логистической задержки и ремонта. Актуальной задачей является оценка эффекта от выполнения ремонта машины не только во время рабочих смен, а также и в плановых паузах, состоящем в уменьшении потерь рабочего времени.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью данной работы является исследование влияния организации ремонта на коэффициент готовности машины, работающей с периодическими плановыми паузами, при двухэтапном процессе восстановления.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

– разработать методику исследования влияния параметров производственного цикла и процесса восстановления на коэффициент готовности машины;

– определить коэффициент готовности машины при выполнении ремонта только во время рабочих смен;

– определить коэффициент готовности машины при выполнении ремонта машины во время рабочих смен и плановых пауз;

– выполнить численное моделирование и получить графическое представление полученных аналитических зависимостей.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Производственный цикл машины полагаем состоящим из рабочей смены и плановой паузы, длительности которых фиксированы. Исследование выполним, переходя к относительным значениям наработки между отказами и времени восстановления машины, нормируя указанные длительности к продолжительности производственного цикла. Выражение для определения коэффициента готовности получим, используя предложенную в [20] формулу, переходя к относительным значениям наработки между отказами и времени восстановления машины (нормированным к продолжительности производственного цикла) и учитывая часть времени восстановления, приходящуюся на рабочую смену:

$$m_P = T_P / T_{Ц}, \quad (2)$$

$$m_{\theta^*} = T_B^* / T_{Ц}, \quad (3)$$

$$K_G = \frac{T_P / T_{Ц}}{T_P / T_{Ц} + T_B^* / T_{Ц}} = \frac{m_P}{m_P + m_{\theta^*}}, \quad (4)$$

где: m_P – математическое ожидание относительной наработки между отказами; m_{θ^*} – математическое ожидание относительной длительности части времени восстановления машины, приходящейся на рабочие смены; T_B^* – часть среднего время восстановления, приходящаяся на рабочую смену, час; $T_{Ц}$ – длительность производственного цикла, час; T_P – средняя наработка между отказами, час.

От абсолютных значений длительности элементов производственного цикла перейдем к их относительным длительностям (выраженным через доли длительности производственного цикла):

$$T_C = k_C T_{Ц}, \quad (5)$$

$$T_{II} = (1 - k_C) T_{Ц}, \quad (6)$$

$$S = T_C k_S = k_C k_S T_{Ц}, \quad (7)$$

где: k_C – доля смены в производственном цикле; k_S – доля смены, соответствующая моменту отказа машины.

Поскольку транспортные системы, преимущественно, работают круглосуточно, будем полагать, что доставка отказавшего элемента начинается немедленно после отказа и осуществляется без пауз.

Что касается оперативных работ, то рассмотрим два варианта:

– ремонт осуществляется только во время рабочих смен;

– ремонт начинается немедленно после доставки агрегата и осуществляется непрерывно (в т.ч. и в плановых паузах) до восстановления машины.

Определив коэффициенты готовности для каждого из указанных способов организации ремонта, можно определить эффект от выполнения ремонта в плановых паузах.

Возможны два варианта завершения доставки запасных частей:

- доставка завершается во время рабочей смены;
- доставка завершается во время плановой паузы.

Рассмотрим случай, когда доставка завершается во время рабочей смены. Доставка может завершиться во время той же смены, в которую произошел отказ, либо в одну из следующих смен.

Для того чтобы доставка завершилась во время той же смены, в которую произошел отказ, длительность логистической задержки (доставки) должна быть меньше, чем длительность оставшейся части смены:

$$\tau_{Л} < T_C - S, \quad (8)$$

где: $\tau_{Л}$ – длительность логистической задержки, час; T_C – длительность смены, час; S – длительность интервала времени от начала смены до момента отказа, час.

Тогда:

$$\tau_{Л}^* = \tau_{Л}, \quad (9)$$

где: $\tau_{Л}^*$ – часть логистической задержки, приходящаяся на рабочие смены, час.

Если же окончание логистической задержки приходится на одну из следующих рабочих смен, то можно определить количество пауз, использованных для осуществления доставки:

$$n_{Л} = \left[\frac{\tau_{Л} + S}{T_{Ц}} \right], \quad (10)$$

где: $n_{Л}$ – количество пауз, приходящихся на логистическую задержку; $\left[\frac{\tau_{Л} + S}{T_{Ц}} \right]$ – операция выделения целой части числа.

Это позволяет определить длительность части логистической задержки, приходящейся на паузы.

$$\Delta\tau_{Л} = n_{Л} T_{П}, \quad (11)$$

где: $\Delta\tau_{Л}$ – часть логистической задержки, приходящаяся на паузы, час; $T_{П}$ – длительность паузы, час.

Тогда:

$$\tau_{Л}^* = \tau_{Л} - \Delta\tau_{Л} = \tau_{Л} - n_{Л} T_{П} = \tau_{Л} - \left[\frac{\tau_{Л} + S}{T_{Ц}} \right] T_{П}, \quad (12)$$

Теперь рассмотрим случай, когда окончание логистической задержки приходится на плановую паузу. Определим количество рабочих смен, приходящихся на доставку запасных частей:

$$m_{Л} = \left[\frac{\tau_{Л} + S}{T_{Ц}} \right], \quad (13)$$

где: $m_{Л}$ – количество рабочих смен, приходящихся на логистическую задержку.

Тогда, с учетом части смены, во время которой произошел отказ:

$$\tau_{Л}^* = (T_C - S) + m_{Л} T_C = (T_C - S) + \left[\frac{\tau_{Л} + S}{T_{Ц}} \right] T_C. \quad (14)$$

Определим относительные длительности логистической задержки и ее и ее части, приходящаяся на рабочие смены:

$$\theta_{Л} = \frac{\tau_{Л}}{T_{Ц}}, \quad (15)$$

$$\theta_{Л}^* = \frac{\tau_{Л}^*}{T_{Ц}}, \quad (16)$$

где: $\theta_{Л}$ – относительная длительность логистической задержки; $\theta_{Л}^*$ – относительная длительность логистической задержки, приходящаяся на рабочие смены.

Формализуем процедуру определения, на какую из частей производственного цикла приходится завершение логистической задержки. Для этого определим долю производственного цикла, соответствующую моменту отказа (полагаем, что цикл начинается с рабочей смены):

$$\delta_{Н} = \frac{S}{T_{Ц}}, \quad (17)$$

где: $\delta_{Н}$ – доля производственного цикла, соответствующая моменту отказа.

Определим долю цикла, соответствующую завершению логистической задержки:

$$\delta_{ЗЛ} = \left[\delta_{Н} + \frac{\tau_{Л}}{T_{Ц}} \right], \quad (18)$$

где: $\delta_{ЗЛ}$ – доля производственного цикла, соответствующая завершению логистической задержки.

Преобразуя (18) с учетом (17), получим:

$$\delta_{ЗЛ} = \left[\frac{S + \tau_{Л}}{T_{Ц}} \right]. \quad (19)$$

Сформулируем условие завершения восстановления машины во время рабочей смены:

$$0 \leq \delta_{ЗЛ} \leq k_C, \quad (20)$$

что соответствует условию:

$$0 \leq [k_S k_C + \theta_{Л}] \leq k_C. \quad (21)$$

Следовательно, условие завершения логистической задержки во время плановой паузы имеет вид:

$$k_C < [k_S k_C + \theta_{Л}] < 1. \quad (22)$$

Преобразуя (16) с учетом (12), получим формулу для определения доли относительной длительности восстановления, приходящейся на рабочее время, при условии завершения восстановления во время рабочей смены:

$$\theta_{\Pi}^* = \frac{\tau_{\Pi} - \left[\frac{\tau_{\Pi} + S}{T_{\Pi}} \right] T_{\Pi}}{T_{\Pi}}. \quad (23)$$

Аналогично преобразуя (15), получим формулу для случая, когда восстановление завершается во время плановой паузы:

$$\theta_{\Pi}^* = \frac{T_C - S + \left[\frac{\tau_{\Pi} + S}{T_{\Pi}} \right] T_C}{T_{\Pi}}. \quad (24)$$

Упростим формулы (23, 24), переходя к относительным длительностям элементов производственного цикла и логистической задержки:

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_{\Pi}^* = \theta_{\Pi} - [\theta_{\Pi} + k_C k_S] (1 - k_C), \text{ если } 0 \leq [k_S k_C + \theta_{\Pi}] \leq k_C, \\ \theta_{\Pi}^* = k_C - k_C k_S + [\theta_{\Pi} + k_C k_S] k_C, \text{ если } k_C < [k_S k_C + \theta_{\Pi}] < 1 \end{array} \right. \quad (25)$$

Логистическую задержку рассматриваем как распределенную по экспоненциальному закону. При этом параметр распределения представим как часть средней суммарной длительности восстановления машины:

$$f_{\theta_{\Pi}}(\theta_{\Pi}, m_{\theta}, k_O) = \frac{1}{(1 - k_O) m_{\theta}} \exp\left(-\frac{\theta_{\Pi}}{(1 - k_O) m_{\theta}}\right), \quad (26)$$

где: $f_{\theta_{\Pi}}$ – плотность вероятности относительной длительности логистической задержки; m_{θ} – математическое ожидание относительной длительности восстановления машины, если ремонт выполняется во время рабочих смен и плановых пауз, час; k_O – доля оперативной продолжительности в суммарной длительности восстановления машины.

Определим математическое ожидание относительной длительности части логистической задержки, приходящейся на рабочие смены. Для этого выполним усреднение по длительности логистической задержки и моменту возникновения отказа:

$$m_{\theta_{\Pi}}^*(m_{\theta}, k_O, k_C) = \int_0^1 \left(\int_0^{\infty} \theta_{\Pi}^*(\theta_{\Pi}, k_C, k_S) f_{\theta_{\Pi}}(\theta_{\Pi}, m_{\theta}, k_O) d\theta_{\Pi} \right) f_S(k_S) dk_S, \quad (27)$$

где: f_S – плотность вероятности момента возникновения отказа.

Принимая распределение момента возникновения отказа равномерным на интервале рабочей смены (т.е. $f_S = 1$), упростим (27):

$$m_{\theta_{\Pi}}^*(m_{\theta}, k_O, k_C) = \int_0^1 \left(\int_0^{\infty} \theta_{\Pi}^*(\theta_{\Pi}, k_C, k_S) f_{\theta_{\Pi}}(\theta_{\Pi}, m_{\theta}, k_O) d\theta_{\Pi} \right) dk_S. \quad (28)$$

Рассматривая длительность части времени восстановления машины, приходящейся на рабочие смены, как сумму оперативной продолжительности и соответствующей части логистической задержки, получим:

$$m_{\theta}^*(m_{\theta}, k_O, k_C) = m_{\theta_O}^* + m_{\theta_{\Pi}}^*(m_{\theta}, k_O, k_C). \quad (29)$$

Поскольку ремонт выполняется только во время рабочих смен, то:

$$m_{\theta_O}^* = k_O m_{\theta}, \quad (30)$$

где: $m_{\theta_O}^*$ – математическое ожидание относительной продолжительности ремонта машины, приходящейся на рабочие смены, час.

Следовательно:

$$m_{\theta}^*(m_{\theta}, k_O, k_C) = k_O m_{\theta} + m_{\theta_{\Pi}}^*(m_{\theta}, k_O, k_C). \quad (31)$$

Определим долю времени восстановления машины, приходящуюся на рабочие смены:

$$k_P(m_{\theta}, k_O, k_C) = \frac{m_{\theta}^*(m_{\theta}, k_O, k_C)}{m_{\theta}} = k_O + \frac{m_{\theta_{\Pi}}^*(m_{\theta}, k_O, k_C)}{m_{\theta}}, \quad (32)$$

где: k_P – коэффициент потерь рабочего времени при ремонте машины только во время рабочих смен.

Длительность каждого из двух этапов процесса восстановления машины аппроксимируем показательным распределением:

$$f_{\Pi}(\tau) = \lambda_{\Pi} \exp(-\lambda_{\Pi} \tau); \quad (33)$$

$$f_O(\tau) = \lambda_O \exp(-\lambda_O \tau); \quad (34)$$

$$\lambda_{\Pi} = \frac{1}{T_{\Pi}} = \frac{1}{(1 - k_O) T_B}; \quad (35)$$

$$\lambda_O = \frac{1}{T_O} = \frac{1}{k_O T_B}, \quad (36)$$

где: f_{Π} – плотность вероятности логистической задержки, 1/час; τ – время восстановления, час; f_O – плотность вероятности продолжительности ремонта, 1/час; λ_{Π} – параметр масштаба распределения логистической задержки, 1/час; λ_O – параметр масштаба распределения продолжительности ремонта, 1/час; T_{Π} – средняя логистическая задержка, час; T_O – средняя продолжительность ремонта, час.

Тогда, при допущении о независимости длительностей рассматриваемых составляющих процесса восстановления, суммарная продолжительность восстановления будет распределена по обобщенному закону Эрланга второго порядка, а ее плотность вероятности будет иметь вид [24]:

$$f_{\tau}(\tau) = \frac{1}{T_{\Pi} - T_O} \left[\exp\left(-\frac{\tau}{T_{\Pi}}\right) - \exp\left(-\frac{\tau}{T_O}\right) \right], \quad (37)$$

где: f_{τ} – плотность вероятности длительности восстановления машины, 1/час.

Преобразуем (37) с учетом (35, 36):

$$f_{\tau}(\tau) = \frac{\exp\left(-\frac{\tau}{(1 - k_O) T_B}\right) - \exp\left(-\frac{\tau}{k_O T_B}\right)}{(1 - 2k_O) T_B}. \quad (38)$$

При определении коэффициента готовности будем учитывать только ту часть времени восстановления машины, которая приходится на рабочую смену. Взаимосвязь между временем восстановления машины и частью этого времени, приходящейся на рабочие смены, показана на рис. 1. На этом ри-

сунке отмечены моменты времени, соответствующие моменту отказа ($\tau = 0$), завершению i -х рабочих смен τ_{Ci} и завершению i -х плановых пауз τ_{Pi} .

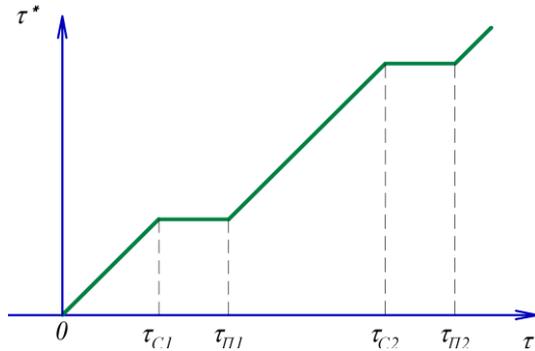


Рис. 1. Кусочно-линейная зависимость части времени восстановления, приходящейся на рабочие смены, от времени восстановления машины

Fig. 1. Piecewise-linear dependence of the recovery time, falling to shifts from recovery time machine

Определим часть времени восстановления, приходящуюся на рабочие смены. При этом возможны два случая:

- восстановление завершается во время рабочей смены;
- восстановление завершается во время плановой паузы.

Начнем с рассмотрения случая, когда восстановление завершается во время рабочей смены.

Восстановление может завершиться во время той же смены, в которую произошел отказ. Для этого длительность восстановления должно быть меньшим, чем длительность оставшейся части смены:

$$\tau < T_C - S, \quad (39)$$

где: T_C – длительность смены, час; S – длительность интервала времени от начала смены до момента отказа, час.

Тогда:

$$\tau^* = \tau, \quad (40)$$

где: τ^* – часть времени восстановления, приходящаяся на рабочие смены, час.

Если же окончание восстановления приходится на одну из следующих рабочих смен, то можно определить количество пауз, использованных для восстановления:

$$n = \left[\frac{\tau + S}{T_{II}} \right], \quad (41)$$

где: n – количество пауз, использованных для восстановления.

Следовательно, можно определить часть времени восстановления, приходящуюся на паузы:

$$\Delta\tau = nT_{II}, \quad (42)$$

где: $\Delta\tau$ – часть времени восстановления, приходящаяся на паузы, час; T_{II} – длительность паузы, час.

Тогда:

$$\tau^* = \tau - \Delta\tau = \tau - nT_{II} = \tau - \left[\frac{\tau + S}{T_{II}} \right] T_{II}. \quad (43)$$

Теперь рассмотрим случай, когда окончание восстановления приходится на плановую паузу. Определим количество рабочих смен, использованных для выполнения восстановления:

$$m = \left[\frac{\tau + S}{T_{II}} \right], \quad (44)$$

где: m – количество рабочих смен, полностью использованных для выполнения восстановления.

Тогда, с учетом части смены, во время которой произошел отказ:

$$\tau^* = T_C - S + mT_C = T_C - S + \left[\frac{\tau + S}{T_{II}} \right] T_C. \quad (45)$$

Долю производственного цикла, соответствующую моменту отказа можно определить по формуле (17). Определим долю цикла, соответствующую завершению восстановления:

$$\delta_3 = \left[\delta_H + \frac{\tau}{T_{II}} \right], \quad (46)$$

где: δ_3 – доля производственного цикла, соответствующая завершению восстановления.

Преобразуя (46) с учетом (17), получим:

$$\delta_3 = \left[\frac{S + \tau}{T_{II}} \right]. \quad (47)$$

Следовательно, условие завершения восстановления машины во время рабочей смены формулируется следующим образом:

$$0 \leq \delta_3 \leq k_C, \quad (48)$$

что соответствует:

$$0 \leq [k_S k_C + \theta] \leq k_C. \quad (49)$$

Сформулируем также условие завершения восстановления машины во время плановой паузы:

$$k_C < \delta_3 < 1. \quad (50)$$

$$k_C < [k_S k_C + \theta] < 1. \quad (51)$$

Перейдем от абсолютных значений длительности восстановления машины и частей этой длительности, к их относительным значениям (по отношению к длительности производственного цикла):

$$\theta = \frac{\tau}{T_{II}}; \quad (52)$$

$$\theta^* = \frac{\tau^*}{T_{II}}, \quad (53)$$

где: θ – относительная длительность восстановления; θ^* – относительная длительность восстановления, приходящаяся на рабочие смены.

Преобразуя (53) с учетом (43), получим формулу для определения доли относительной длительности восстановления, приходящейся на рабочее время, при условии завершения восстановления во время рабочей смены:

$$\theta^* = \frac{\tau - \left[\frac{\tau + S}{T_{Ц}} \right] T_{П}}{T_{Ц}}. \quad (54)$$

Аналогично преобразуя (53) с учетом (45), получим формулу для случая, когда восстановление завершается во время плановой паузы:

$$\theta^* = \frac{T_C - S + \left[\frac{\tau + S}{T_{Ц}} \right] T_C}{T_{Ц}}. \quad (55)$$

Для дальнейшего упрощения формул (54, 55) используем соотношение между частями производственного цикла:

$$\begin{cases} \theta^* = \theta - [\theta + k_C k_S] (1 - k_C), & \text{если } 0 \leq [k_S k_C + \theta] \leq k_C \\ \theta^* = k_C - k_C k_S + [\theta + k_C k_S] k_C, & \text{если } k_C < [k_S k_C + \theta] < 1 \end{cases} \quad (56)$$

Перейдем в (38) от распределения времени восстановления к распределению его относительной длительности:

$$m_{\theta} = T_B / T_{Ц}; \quad (57)$$

$$f_{\theta}(\theta) = T_{Ц} f_{\tau}(\theta T_{Ц}); \quad (58)$$

$$f_{\theta}(\theta, m_{\theta}, k_O) = \frac{\exp\left(-\frac{\theta}{(1 - k_O)m_{\theta}}\right) - \exp\left(-\frac{\theta}{k_O m_{\theta}}\right)}{(1 - 2k_O)m_{\theta}}; \quad (59)$$

$$m_{\theta} = \int_0^{\infty} \theta f_{\theta}(\theta) d\theta, \quad (60)$$

где: m_{θ} – математическое ожидание относительной длительности восстановления; f_{θ} – плотность вероятности относительной длительности восстановления; θ – относительная длительность восстановления.

Используя (60), определим математическое ожидание относительной длительности части времени восстановления машины, приходящейся на рабочие смены:

$$m_{\theta^*}(m_{\theta}, k_O, k_C) = \int_0^1 \left(\int_0^{\infty} \theta^*(\theta, k_C, k_S) f_{\theta}(\theta, m_{\theta}, k_O) d\theta \right) f_S(k_S) dk_S. \quad (61)$$

Полагая, что отказы на протяжении рабочей смены распределены равномерно, упростим (61):

$$m_{\theta^*}(m_{\theta}, k_O, k_C) = \int_0^1 \left(\int_0^{\infty} \theta^*(\theta, k_C, k_S) f_{\theta}(\theta, m_{\theta}, k_O) d\theta \right) dk_S. \quad (62)$$

Перейдем к относительным значениям среднего времени восстановления, приходящегося на рабочую смену:

$$k_{P\Pi}(m_{\theta}, k_O, k_C) = \frac{m_{\theta^*}(m_{\theta}, k_O, k_C)}{m_{\theta}}, \quad (63)$$

где: $k_{P\Pi}$ – коэффициент потерь рабочего времени при ремонте машины во время рабочих смен и плановых пауз.

Таким образом, определяя среднюю относительную длительность части времени восстановления машины, приходящейся на рабочую смену, по

формуле (29) или (62), можно вычислить коэффициент готовности машины по формуле (4).

Графики зависимостей коэффициента потерь времени при ремонте машины, построенные при равных средних длительностях логистической задержки и оперативной продолжительности ремонта (т.е. при $k_O = 0,5$), приведены на рис. 2 и рис. 3.

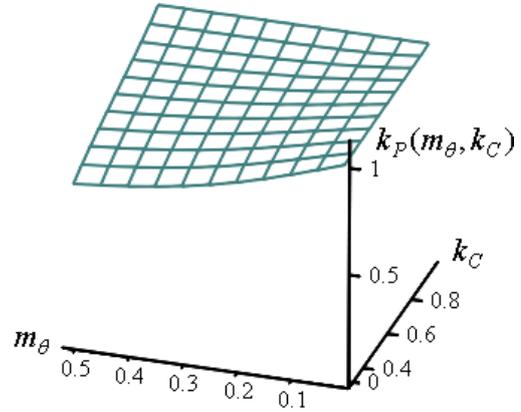


Рис. 2. Зависимость коэффициента потерь рабочего времени при ремонте машины только во время рабочих смен от средней относительной длительности восстановления и доли смены в производственном цикле (при $k_O = 0,5$)

Fig. 2. The dependence of the working time loss factor in the repair of machines only during the work shifts of the average relative duration of the recovery and the share of shift in the production cycle (at $k_O = 0,5$)

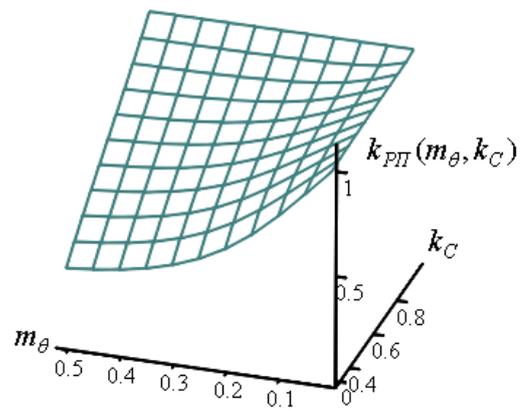


Рис. 3. Зависимость коэффициента потерь рабочего времени при ремонте машины во время рабочих смен и плановых пауз от средней относительной длительности восстановления и доли смены в производственном цикле (при $k_O = 0,5$)

Fig. 3. The dependence of the working time loss factor in the repair of the machine during work shifts and scheduled breaks by the average duration of recovery and relative share of shift in the production cycle (at $k_O = 0,5$)

Определим, как изменится средняя относительная длительность части времени восстановления машины, приходящейся на рабочую смену, при переходе от выполнения ремонта только во время

смен к ремонту и во время смен, и в плановых паузах:

$$K_{II}(m_{\theta}, k_O, k_C) = \frac{k_{PII}(m_{\theta}, k_O, k_C)}{k_P(m_{\theta}, k_O, k_C)}, \quad (64)$$

где: K_{II} – коэффициент уменьшения потерь рабочего времени при использовании плановых пауз для ремонта машины.

График зависимости (64) при $k_O = 0,5$ показан на рис. 4.

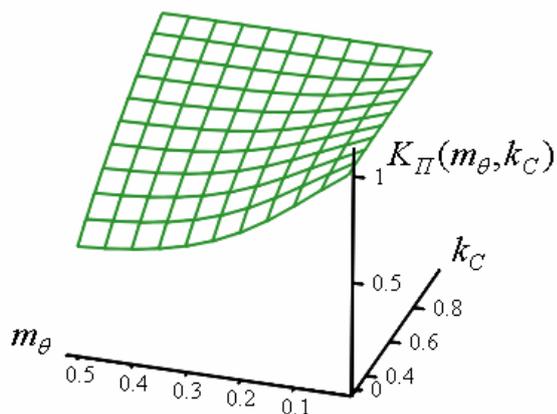


Рис. 4. Зависимость коэффициента уменьшения потерь рабочего времени при использовании плановых пауз для ремонта машины от средней относительной длительности восстановления и доли смены в производственном цикле (при $k_O = 0,5$)

Fig. 4. The dependence of the reduction of working time losses by using scheduled breaks for repairing of the machine from the average of the relative duration of the recovery and the share of shift in the production cycle (at $k_O = 0,5$)

Полученные результаты могут использоваться в автоматизированных системах поддержки принятия решений в аграрной отрасли [25].

ВЫВОДЫ

Простои вследствие отказов машин, работающих с периодическими плановыми паузами, целесообразно характеризовать коэффициентом потерь рабочего времени, который определяется как отношение средних потерь времени рабочих смен к средней длительности восстановления машины.

Проанализированы два способа организации ремонта – ремонт только во время рабочих смен и ремонт во рабочих смен и плановых пауз. Коэффициенты потерь рабочего времени выражаются через среднюю относительную длительность восстановления, долю смены в производственном цикле и долю оперативных работ в суммарной продолжительности восстановления. При этом используются экспоненциальные аппроксимации длительностей логистической задержки и ремонта.

Эффект от выполнения ремонта в плановых паузах целесообразно характеризовать коэффициентом уменьшения потерь рабочего времени.

Полученные зависимости позволяют определять коэффициент готовности машин, работающих с периодическими плановыми паузами.

Перспективным направлением дальнейших работ является определение коэффициента технического использования машин, работающих с периодическими плановыми паузами,

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Думенко К., Шевченко Е. 2012.** Моделирование процесса обеспечения надежности зерноуборочного комбайна // MOTROL. Commission of Motorization and energetics in agriculture. Vol. 14, No.2, 51–56.
2. **Клоков Д.В. Турлай И.В. 2014.** Модель работы харвестера. Труды БГТУ. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. № 2, 77–79.
3. **Ковтун Ю.И., Мазоренко Д.И., Пастухов В.И., Джолос П.А. 2000.** Агротехнометрия / Под ред. Мазоренко Д. И., Ковтуна Ю. И. Харьков: РВП "Оригинал", 312. (Украина).
4. **Gunnarsson C., Spornly R., Hansson P.A. 2005.** Costs for the Silage Harvest in Conventional and Organic Milk Production Timeliness. Biosystems Engineering. №92 (3), 285–293.
5. **Ismail, Z.E., Abou-Elmagd A.E. and Abdel-Mageed A.E. 2010.** Timeliness costs in wheat production systems. Misr J. Ag. Eng. 27 (1), 75–89.
6. **Шевченко С. 2013.** Исследование влияния длительности восстановления машины на потери продукции растениеводства. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Vol. 15. №7, 40-44. Режим доступа: http://www.pan-ol.lublin.pl/wydawnictwa/Motrol_15_7/motrol_15_7_2013.pdf.
7. **Сандлер Дж. 1966.** Техника надежности систем (Серия: Теоретические основы технической кибернетики). Пер. с англ. М.: Наука, 300.
8. **Дубровин В.О., Демко О. А. 2010.** Техноэкономическое обоснование прогнозируемой работоспособности зерноуборочных комбайнов с учетом изменения срока эксплуатации. Научный вестник Национального университета биоресурсов и природопользования Украины. Вып. 144, 29-39. (Украина)
9. **Lotfie A.Y., Mohamed H.D., Haitham R.E. 2013.** Crop-machinery management system for field operations and farm machinery selection // Journal of Agricultural Biotechnology and Sustainable Development. Vol. 5(5), 84-90.
10. **Буряев М.К. 2009.** К выбору критерия комплексной оценки системы агротехнического сервиса // Научно-практический журнал "Вестник ИрГСХА", 34, 76-91.
11. **Назаренко А.С. 2007.** Модель управления технической готовностью и состоянием транспортных и технологических машин лесного комплекса. Вестник РГАЗУ. Научный журнал. №2 (7), 20–25.

12. **Pokoradi Laszlo. 2013.** Availability assessment based on stochastic maintenance process modeling // *Debreceni Muszaki Kozlemenyek*. No. 1, 37–46.
13. **Omran Musa Abbas, Hassan Ibrahim Mohammed. 2015.** Prognosis and Diagnosis of Farm Tractors Reliability and Availability for Maintenance Policies Using Markov – Chain Model. *Universal Journal of Agricultural Research*. No. 3(4), 119-124.
14. **Archana Sharma, Jai Singh, Kuldeep Kumar. 2010.** Availability Evaluation of An Agricultural Machine (A Numerical Approach). *Mathematical Sciences*. Vol. 4. No. 3, 295-310.
15. **Resham Vinayak and S. Dharmaraja. 2012.** Semi-Markov Modeling Approach for Deteriorating Systems with Preventive Maintenance. *International Journal of Performability Engineering* Vol. 8. No. 5, 515-526.
16. **Войтов В.А., Беляева О.С., Климов П.Н. 2009.** Оценка надежности машинно-тракторного парка в растениеводстве методом вероятностного анализа. *Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства им. П. Василенко*. Вып. 80: Проблемы надежности машин и средств механизации сельскохозяйственного производства, 87–92.
17. **Robert Bujaczek, Kazimierz Sławiński, Andrzej Grieger. 2013.** Agricultural machines maintenance and repair services in western Pomerania. *University of warmia and mazury in Olsztyn: Technical Sciences*, No 16(1), 13–18.
18. **Кухтов В.Г., Гринченко А.С., Погорильский В.В., Рябушенко А.В. 2010.** К вопросу о классификации отказов сельскохозяйственной техники. *Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства им. П. Василенко*. Вып. 100: Проблемы надежности машин и средств механизации с.-х. производства, 63-72.
19. **ГОСТ Р 27.002-2009 ИЕС 60050 (191):1990-12 (NEQ)** Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения.
20. **Репин С.В. 2008.** Методология совершенствования системы технической эксплуатации строительных машин: автореф. дис. на соискание науч. степени докт. техн. наук: спец. 05.05.04 "Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины": Санкт-Петербургский гос. архитектурно-строительный университет. С.-Пб. 46.
21. **Rajpal P.S., Shishodia K.S. and Sekhon G.S. 2007.** Reliability, Availability, and Maintainability of Intermittently-used Repairable Systems. *Defence Science Journal*. Vol. 57. No 2, 211-222.
22. **Foulds L.R. 2004.** Hay Harvesting Operations Scheduling Subject to Probabilistic Activity Duration and Machine Failure. In *Operational Research Society of New Zealand 39th Annual Conference*, 153-162.
23. **Шевченко С.А. 2016.** Определение коэффициента готовности при использовании плановых пауз в работе для восстановления машины. *Technical service of agriculture, forestry and transport systems*. No 5, 210–221.
24. **Вентцель Е.С., Овчаров Л.А. 1988.** Теория вероятностей и ее инженерные приложения. М.: Наука, 480.
25. **Сивакоская Е. 2015.** Обоснование этапов системного исследования процессов управления конфигурацией проектов систем поддержки принятия решений в полеводстве // *MOTROL. Commission of Motorization and energetics in agriculture*, Vol 17. No 7, 131-134.

DETERMINATION OF AVAILABILITY OF MACHINE IN INTERMITTENT OPERATION AND A TWO-STAGE PROCESS OF FAILURE RECOVERY

Summary. The process of failures and restore of a machine that operates periodically was investigated. Machine work cycle consists of the work shifts (during which failure can occur) and the scheduled break. Such production cycles are periodically repeated.

Machines restoring after failure is considered as a process that consists of two stages: the logistic delay (delivery of spare parts) and repairing. It is assumed that the random durations of these stages have exponential distribution.

Two variants of the repairing organization was considered. The first variant - repairing is carried out only during work shifts. The second variant - the repairing is carried out during both work shifts and during scheduled breaks.

An investigation was carried out by mathematical modeling, using the machines reliability theory and probability theory. Dependencies on the some proportion of the duration the recovery machines, which falls for shifts, from the parameters of the production cycle and the parameters of the logistic delay distribution and duration of repair distribution were obtained.

These dependencies which received can be used to determine the availability of periodic use machinery in view of reliability of the machine, machine performance maintainability, durations of shifts and scheduled breaks. Results of numerical modeling of these dependencies are given.

Key words: reliability, availability, machine failure, restoring, intermittent operation.

МИРОВОЙ И ОТЕЧЕСТВЕННЫЙ ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГИБКИХ ТЕХНОЛОГИЙ ПОДГОТОВКИ И УТИЛИЗАЦИИ РАСТИТЕЛЬНЫХ ОТХОДОВ

Александр Полянський¹, Алексей Дьяконов¹, Василий Дьяконов²

¹*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко*

Ул. Артема, 44, Харьков, Украина. E-mail: avd_82@mail.ru

²*Харьковский национальный университет городского хозяйства имени А.Н. Бекетова*
Ул. Революции, 12, Харьков, Украина. E-mail: dyakonov_1953@mail.ru

Alexander Polanskyj¹, Oleksiy Dyakonov¹, Vasiliy Dyakonov²

¹*Kharkiv Petro Vasylenko national technical university of agriculture*

Str. Artyoma, 44, Kharkov, Ukraine. E-mail: avd_82@mail.ru

²*Kharkiv National University of Municipal Economy named after O.M.Beketov*
Str. Revolyutsyi, 12, Kharkov, Ukraine. E-mail: dyakonov_1953@mail.ru

Аннотация. Анализ отечественного и зарубежного опыта использования гибких производственных систем при утилизации растительных и древесных отходов показывает, что автоматизированные линии наилучшим образом удовлетворяют требованиям высокой производительности и ресурсосбережения. Они решают проблемы механизации ручного труда, при снижении себестоимости, повышают качество продукции за счёт уменьшения роли человеческого фактора усталости, расширяют технологические возможности гибких технологических процессов путём быстрой переналадки оборудования для подготовки и утилизации отходов широкой номенклатуры.

Проведенные исследования позволяют нам утверждать, что внедрение гибких производственных систем в сфере переработки отходов позволяет повысить конкурентоспособность Украинских предприятий на мировом рынке, обеспечить их высокую рентабельность.

Обзор литературы показал, что в работах многих ученых отмечается целесообразность и актуальность создания гибких автоматизированных биоперерабатывающих линий перерабатывающего производства.

При проектировании цехов с гибкими технологиями, системы управления должны оснащаться автоматизированными базами данных, которые в процессе работы осуществляют мониторинг (то есть сбор, обработку и хранение) постоянно изменяющейся информации. При создании и внедрении гибких автоматизированных биоперерабатывающих линий, проблема автоматизации процессов управления может быть решена с учётом синтеза компьютерных информационных технологий, основанных на применении моделей и методов адаптивного и интеллектуального управления, что позволит упростить структуру, повысить уровень обобщения и увеличить скорость работы системы управления.

Гибкие производственные системы представляют собой новое поколение технологического оборудования с модульным построением, значительно превосходящие по своим техническим возможностям традиционные.

В странах Европейского Союза, и прежде всего в Германии, имеется определенный опыт создания и эксплуатации гибких производств, который показал их высокую эффективность. В настоящее время проводятся интенсивные исследования по дальнейшему совершенствованию эксплуатационных показателей и разработке элементной базы, функциональных модулей гибких технологий для увеличения номенклатуры перерабатываемых отходов.

Исследования показали, что в рассматриваемой проблеме подготовки и утилизации растительных и древесных отходов есть еще много нерешенных научных, технических, технологических, организационных и других задач.

Ключевые слова. Гибкие производственные системы, утилизация, растительные отходы, мониторинг, переналадка.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Растительные отходы сельского и лесного хозяйства, пищевой промышленности, отбракованные волокна при производстве пульпы и бумаги из нее, кора деревьев, древесные отходы могут использоваться в качестве топлива.

Энергетический потенциал биомассы в Украине составляет более 23 млн.т. условного топлива в год, в том числе энергетические культуры и отходы древесины – 6,7, солома зерновых культур – 4,6, другие отходы сельскохозяйственных культур – 5,2, жидкое топлива (биодизель, этанол) – 2,2, торф – 0,6, другие – 4,0 [1-4].

В естественном виде эту биомассу нельзя использовать, ее необходимо перерабатывать мелкими партиями и с возможностью быстрого перехода на выпуск новых изделий [31, 32]. Достижение этой цели связано не только с возможностью программной переналадки технологического оборудования, но и с обеспечением необходимой гибкости системы управления предприятием в части организационно-экономических и организационно-технологических задач управления. К таким задачам относятся задачи технической подготовки производства и организации бесперебойной работы.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Проблеме изучения гибких технологий подготовки и утилизации растительных и древесных отходов посвящены работы ученых Г.А. Вилке [3], А. А. Камусина [11], В.В. Коробова [14], А.К. Редькина [21], С.Н. Рыкунина [22], В.Р. Фергина [25], Б. Залегалера [9], И. Дервянко [5] В.В. Обвинцева [19], Н.П. Рушнова [23], В.В. Чамеева [28], А.Е. Феоктистова [27], У.Е. Яунсилса [30].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью исследования является анализ применения современных гибких технологий для подготовки и утилизации растительных и древесных отходов.

Исследование базируется на материалах научных трудов отечественных и зарубежных авторов, мировом опыте и практике подготовки и утилизации растительных и древесных отходов в различных странах мира. Методы исследований использованные при написании статьи основываются на диалектике и комплексном подходе к изучению экономико-экологических проблем.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Анализ развития производства подготовки и утилизации растительных и древесных отходов показывает, что гибкие автоматизированные линии наилучшим образом удовлетворяют требованиям высокой производительности и ресурсосбережения. Они решают проблемы конкурентоспособности биопродукции на мировом рынке, обеспечивают высокую рентабельность производства и его эффективность.

Благодаря исследованиям ученых [1-5] обоснована необходимость создания цехов с гибкими технологиями, определены основные принципы их построения, возможные варианты комбинирования, способы обработки биомассы, разработаны некоторые рекомендации по подбору оборудования для цехов. Принципиальной особенностью таких цехов являлось наличие новой компьютерной системы управления, обеспечивающей возможность увязки отдельных процессов, функций и задач в единую систему [16-20].

При проектировании систем управления цехов с гибкими технологиями необходимо создание проблемно-ориентированных автоматизированных баз данных, которые в процессе работы находятся в состоянии непрерывного обновления.

Автоматизированные базы данных могут содержать информацию о возможных поставках для определенных групп диаметров бревен; требуемой спецификации получаемых пиломатериалов и их стоимости; объемах переработанной древесины; выходе, номенклатуре, количестве и стоимости полученных пиломатериалов; отходах, использование отходов в энергетических целях, простоях оборудования; расходе электроэнергии, инструмента и др. Эта информация используется для автоматического программирования и управления технологическим оборудованием, а также для решения целого ком-

плекса информационно связанных производственных и экономических задач.

В работах [1, 2, 13] отмечается, что перспективным направлением, обеспечивающим необходимую концентрацию лесообрабатывающего производства на нижних складах, является обработка сортиментов разного назначения в общем комбинированном цехе. Это позволит улучшить использование сырья, повысить загрузку оборудования за счет уменьшения влияния дискретности на 20...40 % и улучшить использование складских площадей. Практика показала, что из всех задач наиболее типичными оказались задачи автоматизации проектирования и подготовки производства, а также задачи уровня управления предприятием.

В настоящее время в передовых странах обозначился переход промышленности от автоматизации отдельных элементов производственного процесса к комплексной автоматизации на всех уровнях производства (компьютеризированное интегрированное производство). Для биопереработки это открывает пути решения сложившегося противоречия между высокой производительностью и рациональным использованием древесного сырья при минимуме переместительных операций [34].

Вместе с обоснованием переработки биомассы в комбинированных цехах в зависимости от породы и размеров сырья выделяют основные типы комбинированных цехов [20, 21, 29].

Комбинированные цеха возможны в следующих случаях: при однотипном составе технологических операций по обработке различных сортиментов; если продукция или отходы одного вида это источник сырья для другого; когда небольшой объем обработки каждого типа сырья не может загрузить оборудование специализированных цехов. Система управления таким гибким автоматизированным производством является интегрированной системой, решающей задачи управления технологией и организационно-экономические задачи управления производством относящихся к системам организационно-технологического типа.

В ряде работ [9, 23] указывается на эффективность обработки древесины на нижних складах комбинированных переходов высокой производительности современных станков не обеспечивается полная их загрузка биосырьем, поэтому желательно объединять в одном цехе производства нескольких сортиментов продукции. Это позволит сократить время простоя машин [16].

В работах [17, 19] описываются комбинированные цеха, рекомендуемые для перерабатывающих предприятий биомассы. Гибкие производственные системы представляют собой новое поколение станков с модульным построением, значительно превосходящие по своим техническим возможностям традиционное оборудование.

При создании гибких производственных систем необходимо выполнить большой объем работ, поэтому экономически не оправдано их индивидуальное проектирование.

Гибкие автоматизированные линии – это сложная система модульного оборудования с устрой-

ствами позиционирования; вспомогательного технологического оборудования; устройств для определения размерно-качественных характеристик поступающего сырья, ориентирования и подачи его к обрабатываемому оборудованию; автоматизированных систем оценки качества получаемых пиломатериалов и систем управления элементами линии.

Суть принципа модульности заключается в том, что при проектировании следует использовать: модульное технологическое оборудование, типовые датчики и линии связи, средства вычислительной техники, программные модули для систем управления [34].

В мировой практике машиностроения создано большое число унифицированных модулей для гибких автоматизированных машиностроительных производств [16].

К достоинствам модульного подхода относятся: простота и дешевизна разработки, освоения, эксплуатации и ремонта элементов линий; возможность быстро создавать из типовых модулей различные компоновки, а также оперативно заменять отдельные модули более совершенными или вводить новые. Здесь важен принцип совместимости.

Принцип совместимости состоит в том, что технические, технологические, информационные, эксплуатационные, энергетические и другие характеристики элементов гибкой технологической линии должны обеспечивать их совместное функционирование. Все компоненты должны удовлетворять требованиям гибкой автоматизации.

Технологическая совместимость обеспечивает технологическое единство всех элементов. Она предусматривает выполнение определенных требований к технологии, основному и вспомогательному оборудованию.

Информационная совместимость подсистем системы управления подразумевает их оптимальное взаимодействие при выполнении заданных функций. В условиях постоянного роста стоимости программного обеспечения АСУ, во всех больших пропорциях, превышающей стоимость технических средств, особое значение приобретает внутренняя и межуровневая программная совместимость.

Эксплуатационная совместимость обеспечивает согласованность показателей работы основного и вспомогательного оборудования, его надежности.

В основе адаптивного управления лежит принцип обратной связи с самонастройкой. Согласно этому принципу система управления строится так, что вырабатываемые ей управляющие воздействия в каждый момент времени зависят от производственной обстановки (размерных характеристик распиливаемого бревна, его гидротермического состояния, размеров получаемых пиломатериалов) и состояния оборудования (режущий инструмент, скорость подачи, резания).

Источником сигналов обратной связи служат датчики системы управления. Информация с этих датчиков непрерывно анализируется. Если качество управления оказывается неудовлетворительным (например, размеры получаемых пиломатериалов вышли за границу допуска), то осуществляется

настройка системы управления, при этом могут регулироваться скорости подачи и резания, корректироваться позиционирование режущего инструмента, даваться команда на смену режущего инструмента или на остановку линии. Следует отметить, что организация комбинированных производств возможна не только в условиях лесозаготавливающих предприятий. В связи с развитием поставок древесины на лесоперерабатывающих предприятиях получает распространение технология, использующая обработку в лесопильных потоках попутных сортиментов по производству пиломатериалов и технологической щепы. Эффективность этой технологии обсуждается в работах [15, 28].

Однако требуют разработки вопросы загрузки машин, в зависимости от уровня комбинирования обработки сырья в цехах [10, 11]. Необходимо разработать рекомендации по количественной оценке уровня комбинирования, определить условия для эффективного функционирования комбинированных цехов, решить вопросы по определению оптимальных параметров технологических связей между станками, а также между отдельными участками в комбинированных цехах. Необходимо определить влияние обработки различных видов сортиментов в комбинированных цехах на операциях связанных с подачей сырья в цех и создание запасов сырья перед цехом.

В последние годы получили развитие исследования в области создания гибких производственных систем. Это вызвано тем, что в реальных производственных условиях приходится достаточно часто вносить изменения в производственные процессы вследствие изменений во внешней среде их функционирования. Такие изменения могут быть из-за колебаний объемов производства, размерно - качественных параметров сырья, колебания спроса на рынке биопродукции.

В работах профессора А.К. Редькина [21] подчеркивается необходимость создания гибких автоматизированных производств-подразделений предприятия, позволяющих повысить загрузку оборудования и улучшить утилизацию древесных отходов. Отмечается, что наибольший эффект от создания гибких производств достигается при мелкосерийных производствах. В работах В.Р. Фергина [24] указано, что гибкие автоматизированные производства обеспечивают возможность адаптации участков к меняющимся параметрам функционирования технологических участков, параметрам сырья и в ходе их переработки. Это достигается за счет использования новых гибких технологий обработки и современных средствах автоматизации.

В научных работах Климушева Н.К. [13] приводятся прогнозируемые методы для определения запасов сырья на складах, учитывая потребительский спрос. Тем не менее, не имеет рекомендаций по оперативному управлению деревообрабатывающих производств из-за колебаний спроса.

Важным направлением научных исследований является математическое моделирование биопроцессов, для чего используется аппарат теории вероятностей, методы математической статистики, тео-

рии массового обслуживания, методов имитационного моделирования, теории надежности, методы теории оптимизации. Этими методами решены задачи, связанные с загрузкой оборудования биообработывающих линий. В этой области необходимо отметить работы Д.Л. Дудюка [6], А.А. Камусина [12].

Текущие исследования включают в себя широкий спектр вопросов для улучшения процесса заготовки биоматериалов. Однако эти вопросы должны и дальше развиваться для определения производительности технологических линий комбинированных цехов с учетом вероятностного характера поступления сырья, отказов станков и колебания продолжительности циклов обработки сырья на станках цеха.

Важные исследования по оптимизации технологических процессов на складах приведены в работах [6, 14]. В них обсуждались вопросы оптимизации потоков сырья на складах, дается анализ критериев оптимальности.

На эффективность обработки биомассы сильно влияет компоновка машин в технологических линиях. Основы теории и расчеты, а также основные принципы создания системы машины при обработке даются в работах [5, 14, 27].

Разработке систем станков и оборудования для биообработки в цехах посвящены работы [10, 12, 18, 27]. Гибкость производства в статике и динамике определяется конструктивными и режимными переменными и обеспечивается за счет соответствующего выбора управляющих воздействий, реализуемых системой автоматического управления. Прямая автоматизация без компьютерной технологии обработки информации и принятия решений, как правило, не дает существенного положительного эффекта.

Методологической основой проектирования системы управления является принцип иерархической декомпозиции который предусматривает построение многоуровневой структуры.

Главное достоинство этого принципа заключается в том, что он позволяет свести сложную задачу управления к более простым иерархически связанным задачам. На нижнем уровне управления находятся отдельные приводы, на среднем – гибкие автоматизированные модули, на высшем – цеха и предприятие в целом. Совершенствование технологических процессов в лесообработывающих цехах на нижних лесопромышленных лесных складах требует знания надежности применяемых станков и оборудования. Надежность лесообработывающих станков и оборудования исследована в работах [6, 12, 14, 33].

Оценка эффективности функционирования гибкого автоматизированного производства проводится методом имитационного моделирования и сопоставительного сравнения альтернативных вариантов по векторному критерию. В качестве составляющих векторного критерия использовали: капитальные затраты, удельную стоимость сырья, материалов и покупных полуфабрикатов (критерий ресурсосбережения); удельные затраты на энергоносители (критерий энергосбережения); индекс гибкости про-

изводства; регулируемость по каналам управления качеством выпускаемой продукции. [21, 24, 26, 28].

Немаловажным является социальный аспект использования гибких автоматизированных линий который способствует решению проблемы улучшения условий труда работающих. Это создает предпосылки для постепенного стирания граней между умственным и физическим трудом, стимулирует повышение профессионального уровня работающих, создает объективные условия для повышения производительности. Отличительной особенностью гибкого биообработывающего процесса комбинированного цеха является возможность обработки в одном цехе в общих технологических потоках различных по назначению сортиментов на различную продукцию с учётом изменения спроса на рынке биопродукции. Такая организация лесообработывающего производства позволяет исключить простой оборудования в цехе из-за нехватки или перебоев в снабжении цеха определённым видом сырья, то есть повысить коэффициент использования применяемого оборудования и, как следствие, увеличить эффективность данного лесообработывающего производства [34].

Общий объём поступления сырья на обработку в комбинированный цех равен:

$$V_{заг} = V + V_{\delta}, \quad (1)$$

где: V – объём обработки основного вида сырья, м³; V_{δ} – дополнительный объём обработки сырья за счёт подачи в цех других по назначению сортиментов, м³.

Дополнительный объём обработки сырья в цехе зависит от величины снижения загрузки технологических линий вследствие нехватки основного вида сырья, производительности технологических линий цеха на новом (дополнительном) виде сортиментов и количества технологических лесообработывающих линий в цехе:

$$V_{\delta} = \delta_m + P_{\delta} + n, \quad (2)$$

где: δ_m – снижение загрузки технологической линии цеха; P_{δ} – производительность технологической линии на дополнительном (новом) виде сортиментов, м³; n – количество технологических линий в цехе.

Значение δ_m определяется по следующей формуле [33]:

$$\delta_m = \frac{1 - C}{\frac{V}{P_{зм}} + 1 - C'}, \quad (3)$$

где: V – объём обработки основного вида сырья в течение смены, м³; $P_{зм}$ – сменная производительность технологической линии на основном виде сортиментов, м³; C – остаток от деления V на $P_{зм}$, $0 \leq C \leq 1$.

Таким образом, дополнительный объём выпуска готовой продукции в комбинированном цехе за счёт полной загрузки его станков будет равен:

$$q_m = V_{\delta} k, \quad (4)$$

где: k – коэффициент выхода готовой продукции из дополнительного вида сырья.

ВЫВОДЫ

1. Исследованиями установлено, что перспективным направлением подготовки и утилизации растительных и древесных отходов является создание цехов с гибкими технологическими процессами.

2. Прямая автоматизация без компьютерной технологии обработки информации и принятия решений, как правило, не дает существенного положительного эффекта.

3. В рассматриваемой проблеме подготовки и утилизации растительных и древесных отходов есть еще много нерешенных научных, технических, технологических, организационных и др. вопросов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ветшева В.Ф. 1981.** Переработка дровяного сырья. М.: Лесная промышленность, 65.
2. **Вологдин Ю.В. 1983.** К вопросу повышения эффективности производства деревянной тары. Комплексная переработка и использование древесины: сб. науч. трудов. Химки: ЦНИИМЭ. 138-142.
3. **Вильке Г.А. 1972.** Автоматизация производственных процессов лесопромышленных предприятий. М.: Лесная промышленность, 416.
4. **Гнатовская И.В. 2005.** Переработка низкокачественной древесины на лесозаготовительных предприятиях Центрального региона России. Автореф. дис. канд. техн. наук И.В. Гнатовская. М.: МГУЛ, 23.
5. **Деревянко И.Г. 1976.** Производство тарных комплектов на лесозаготовительных предприятиях. – М.: Лесная промышленность, 184.
6. **Дудюк Д.Л., Мазепа С.С., Мысык М.М. 2005.** Гибкое автоматизированное производство и роботизированной комплексы: Учеб. пос. Львов: Магнолия плюс, 278. (Украина).
7. **Дудюк Д.Л., Загвойская Л.Д., Максимов В.Н., Сорока Л.Н. 1998.** Элементы теории автоматических линий: Учеб. пос. Киев-Львов: ИЗМН, 192. (Украина).
8. **Дудюк Д.Л., Максимов В.Н., Сорока Л.Я., Ореховский Р.Я. и другие. 1996.** Имитационное моделирование гибких автоматизированных линий в лесопроизводственном комплексе: Монография. К: ИСДО, 140. (Украина).
9. **Заллегалер Б.Г. 1975.** Оптимизация технологических процессов нижних складов. 1 часть / Б.Г. Заллегалер. Л.: ЛТА, 132.
10. **Заллегалер Б.Г. 1980.** Технология работ на лесных складах / Б.Г. Заллегалер. М.: Лесная промышленность, 231.
11. **Камусин А.А. 2003.** Основы моделирования и оптимизации процессов водного транспорта леса / А. Камусин, А. Митрофанов, М. Овчинников. М.: МГУЛ, 152.
12. **Камусин А.А. 1974.** О вероятностном распределении входящих потоков бревен в поточных линиях: сб. науч. трудов / А.А. Камусин. М.: МЛТЫ, Вып. 53, 146-150.
13. **Климушев Н.К. 2005.** Управление запасами лесоматериалов: монография / Н.К. Климушев. М.: МГУЛ, 187.
14. **Коробов В.В. 1991.** Переработка низкокачественно сырья. Проблемы безотходной технологии / В.В. Коробов, Н.П. Рушнов. Экология, 288.
15. **Коробов В.В. 1980.** Основные направления комплексного использования древесины в лесозаготовительной отрасли. Рациональное и комплексное использование лесных ресурсов: тез. докл. Всесоюзной науч.-технич. Конференции / В.В. Коробов. М.: 25-28.
16. **Лившиц Н.В. 1975.** Обоснование применения математического моделирования для исследования лесообработывающей цехов / Н.В. Лившиц, В.В. Обвинцев, В.В.Чамеев: сб. науч. тр. Вып. 4. Л.: ЛТА, 85-90.
17. **Лившиц Н.В. 1975.** Механизация околостаночных операций в лесообработывающей цехах леспромхозов / Н.В. Лившиц, Б.Е. Меньшиков. М.: Лесная промышленность, 176.
18. **Никишов В.Д. 1985.** Комплексное использование древесины: ученик для ВУЗов / В.Д. Никишов. М.: Лесная промышленность, 246.
19. **Обвинцев В.В. 1985.** Совершенствование технологии тарных цехов лесозаготовительных предприятий. Автореф. дисс. канд. техн. наук / В.В. Обвинцев. Л., 18.
20. **Редькин А.К. 1979.** Совершенствование работы деревообрабатывающих цехов / А.К. Редькин, В.Д. Никишов, В. Е. Рублев. Сб. науч. тр. М.: ВНИПИЭИлеспром, 38-47.
21. **Редькин А.К. 2002.** Лесообработывающие цеха лесозаготовительных предприятий / А.К. Редькин, В.Д. Никишов, А.А. Шадрин. М.: МГУЛ, 101.
22. **Рыкунин С.Н. 2005.** Технология лесопилы - деревообрабатывающих производств: Учебное пособие / С.Н. Рыкунин, Ю.П. Тюкин, В.С. Шалаев. М.: МГУЛ, 224.
23. **Рушнов Н.П. 1983.** Основные направления развития производства щепы в леспромхозам / Н.П. Рушнов, В.Я. Матюнин, В.С. Суханов. Сб. науч. тр. Химки: ЦНИИМЭ, 5-13.
24. **Фергин В.Р. 1996.** Гибкая технология раскря пиловочного сырья / В.Р. Фергин // Деревообрабатывающая промышленность. №5, 5-7.
25. **Фергин В.Г. 2000.** Теория и расчет совмещенных поставов / В.Р. Фергин // Деревообрабатывающая промышленность. №2.
26. **Филатов А.А. 1979.** Показатели комбинирования производства на комплексных лесных предприятиях / А.А. Филатов, О.И. Федькова, Г.Н. Сверчков и др. // Сб. науч. тр. Химки: ЦНИИМЭ, 68-72.
27. **Феоктистов А.Е. 1969.** Первичная обработка древесины / А.Е. Феоктистов, А.А. Щепотьев. М.: Лесная промышленность, 176.

28. **Чамеев В.В. 1992.** Совершенствование технологических процессов лесопильных тарных цехов лесозаготовительных предприятий. Работа дисс. канд. техн. наук / В.В. Чамеев. М.: МГУЛ, 20.
29. **Чувелев А.Я. 1976.** Исследование размерных характеристик круглых лесоматериалов и их влияния на параметры лесообрабатывающей машин: дисс. канд. техн. наук / А.Я. Чувелев. М.: 146.
30. **Яунсилс В.Э. 1975.** Производство тарных комплектов в леспромхозам / У.Э. Яунсилс, Б.М. Заливки. М.: ВНИПИЭИлеспром, 40.
31. **Cherevko G. 2006.** Alternativna energetika agropromislovogo kompleksu Ukrainy // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin, Vol. 8A. 106-116.
32. **Golub G.A. 2013.** Zabezpechennya ratsionalnogo vykorystannya Syrovyny dlya otrymannya biopalyv v agropromyslovomu kompleksi // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol.15. No.4. 69-75.
33. **Шадрин А.А. 2009.** Технология и проектирование гибких лесообрабатывающих процессов лесозаготовительных предприятий: дисс. Доктора технических наук / А.А. Шадрин. М.: 271.
34. **Иванкин И.И. 2005.** Принципы создания гибких автоматизированных линий. Лесной журнал. №6, 80-88.

NATIONAL AND INTERNATIONAL EXPERIENCE
OF FLEXIBLE TECHNOLOGIES OF
PREPARATION AND UTILIZATION OF PLANT
AND WOOD WASTE

Summary. The analysis of domestic and foreign experience in the use of flexible manufacturing systems for disposal of plant and wood waste shows that automated lines best meet the requirements of high performance and efficient use of resources. They solve the problem of manual labor mechanization, while reducing production costs, improve product quality by reducing the role of the human factor of fatigue, enhance the technological capabilities of flexible

production processes by a quick equipment changeover for the preparation and utilization of a wide range of waste. Conducted research allows us to claim that the introduction of flexible manufacturing in the field of waste management systems can improve the competitiveness of Ukrainian enterprises in the world market, ensure their high profitability.

The literature review showed that the work of many scientists note expediency and relevance of the flexible automated lines of bioprocessing industry.

When designing the plants with flexible technologies, control systems must be equipped with automated database, which, while in operation, monitor (ie the collecting, processing and storage) constantly changing information. When you create and implement flexible automated bioprocessing lines, the problem of automation of management processes can be solved by taking into account the synthesis of computer information technologies based on the use of models and methods of adaptive and intelligent control, which will allow to simplify the structure, improve the level of generalization and increase the speed of the control system.

Flexible manufacturing systems represent a new generation of technological equipment with modular construction, significantly surpassing the technical capabilities of the traditional ones.

In the European Union, and especially in Germany, there is a certain experience practice in creation and operation of flexible production, which showed its high efficiency. Currently, the intensive research is being conducted to further improvement of the operational performance and the development of the element base, functional modules, flexible technologies for increasing the range of recycable waste.

The research has shown that in the considered problem of preparation and utilization of plant and wood waste there is still a lot of unsolved scientific, technical, technological, organizational and other problems.

Key words: Flexible manufacturing systems, recycling, plant and wood waste, monitoring and changeover

ОБОСНОВАНИЕ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Антон Войтов, Иван Бойко

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

Московский проспект, 45, Харьков, Украина. E-mail: K1kavoitov@gmail.com

Anton Voitov, Ivan Bojko

Kharkiv Petro Vasylenko national technical university of agriculture

St. Moskovskiy Prospect, 45, Kharkov, Ukraine. E-mail: K1kavoitov@gmail.com

Аннотация. Определены предельные значения объемных потерь гидравлических приводов – коэффициентом подачи для насосов и коэффициентом полезного действия (КПД) для моторов, которые согласно ДСТУ 2192-93 составляют не более, чем на 20% от начальных значений.

Разработана математическая модель гидростатического привода ГСТ-90,112, которая учитывает конструктивные особенности гидронасоса и гидромотора и их взаимное влиянием друг на друга через упругие свойства гидравлической жидкости, циркулирующей в замкнутом объеме. Поэтому математическое описание таких динамических систем следует искать в совместном взаимодействии насоса-мотора-гидравлической жидкости, что и определяет актуальность настоящего исследования.

Выполнена структурная идентификация математической модели диагностирования объемного гидропривода ГСТ-90,112. Получены дифференциальные уравнения переходного процесса для насоса и мотора. Из анализа уравнений следует, что параметрами, которые характеризуют техническое состояние насоса и мотора, являются постоянные времени переходного процесса, а также декременты затухания колебаний жидкости в напорной магистрали и оборотов мотора. Получены решения дифференциальных уравнений.

Выполнена параметрическая идентификация динамической модели переходных процессов в поршневых гидронасосах и гидромоторах объемного гидропривода. На основании метода анализа размерностей получены выражения для определения коэффициентов усиления $K_1 - K_4$ и постоянных времени $T_1 - T_4$. Построены зависимости изменения указанных параметров при уменьшении коэффициента подачи насоса и к.п.д. мотора. Установлено, что увеличение утечек в насосе и моторе приводит к увеличению их инерционности, что выражается в росте постоянных времени T_n и T_m , при одновременном уменьшении декрементов затухания колебаний рабочих параметров насоса d_n и мотора d_m , которые при подстановке в решения дифференциальных уравнений позволяют моделировать динамику переходного процесса в поршневых моторах и насосах.

Ключевые слова: моделирование; поршневой насос; гидропривод; диагностика; поршневой мотор;

поршневой насос; постоянные времени; коэффициенты усиления; переходные процессы.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Техническое состояние ГСТ, которое выражается в изменении коэффициента подачи насоса и КПД мотора влияет на уменьшение производительности сельскохозяйственных машин при одновременном увеличении расхода топлива [1]. ДСТУ 2193-93 определяет предельные значения коэффициента подачи для насоса и общего КПД для мотора, при достижении которых эксплуатация гидропривода должна быть прекращена [2]. Указанные параметры не должны снижаться более чем на 20% от начального состояния.

Измерение коэффициента подачи и общего КПД в процессе эксплуатации является, в техническом плане, проблематичным, поэтому разрабатываются различные косвенные методы диагностирования, параметры которых коррелируют с КПД [3].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Гидропривод навесной системы трактора описывается колебательным звеном, при этом по характеристике переходного процесса можно оценить техническое состояние. Анализируя передаточные функции гидроприводов рулевого управления, навесной системы и коробки передач, авторы работы [6] делают вывод, что перечисленные системы можно рассматривать как динамические колебательные системы с малым коэффициентом демпфирования. Качество переходного процесса можно определить по следующим показателям: время переходного процесса; время, при котором давление достигает максимального значения; время, за которое давление жидкости первый раз достигает значения статического давления; величина перерегулирования; крутизна характеристики; период затухания колебаний.

Авторами работы [6] доказано, что перечисленные показатели, имеют связь с техническим состоянием гидропривода, при этом интенсивность нарастания давления \dot{P} , является наиболее информативным параметром технического состояния гидропривода.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Получение дифференциальных уравнений переходных процессов в теории автоматического регулирования носит название идентификации [7-8].

Идентификация динамических объектов сводится к задаче получения математической модели адекватной изучаемому явлению, т.е. к определению структуры модели диагностирования (структурная идентификация). Под структурой модели диагностирования будем понимать дифференциальное уравнение, описывающее переходный процесс с точностью до коэффициентов.

В процессе параметрической идентификации необходимо найти значения параметров T_i , d_i , K_i , чтобы при их подстановке в уравнения правая и левая часть отличались наименьшим образом.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Основываясь на априорной информации, а также на основе анализа исследований, выполненных авторами работы [13-16], физику переходного процесса аксиально-поршневого насоса НП-90, 112 можно выразить зависимостью изменения давления P в линии нагнетания во времени (выходной сигнал), при отклонении наклонной шайбы на угол α (входной сигнал).

Физику переходного процесса гидромотора МП-90, 112 можно выразить зависимостью изменения угловой скорости вращения вала мотора во времени ω_m – (выходной сигнал) при появлении давления в линии нагнетания (входной сигнал).

Рассматривая физику переходных процессов, следует отметить, что зависимость переходного процесса в насосе, соответствует инерционному колебательному звену второго порядка и его передаточная функция имеет вид [7-8]:

$$W_n(p) = \frac{K_n}{T_n^2 p^2 + 2d_n T_n p + 1}, \quad (1)$$

где: K_n – коэффициент усиления, который характеризует степень влияния входного сигнала на выходной; T_n – постоянная времени насоса; p – оператор дифференцирования $p = \frac{d}{dt}$, применяется вместо знака дифференцирования; d – декремент затухания, $d_n < 1$.

Зависимость переходного процесса в моторе, соответствует инерционному аperiодическому звену второго порядка, и его передаточная функция имеет вид [7-8]:

$$W_m(p) = \frac{K_m}{T_m^2 p^2 + 2d_m T_m p + 1}, \quad (2)$$

где: K_m , T_m , d_m – коэффициент усиления, постоянная времени, декремент затухания мотора МП-90, 112 для аperiодического звена $d_m < 1$.

Учитывая то, что в конструкции гидростатического привода ГСТ, НП и МП соединены последовательно, представим структурно-динамическую схему ГСТ-90,112 в виде последовательного соединения передаточных функций, рис.1.

Структурно-динамическая схема отражает не функциональное назначение и конструктивные вза-

имосвязи насос-мотор в системе, а математические операции, которые осуществляются при передаче входных сигналов ($\bar{\alpha}$ и \bar{P}) через звенья и динамические свойства системы в целом.

На рис. 1 изображены передаточные динамические функции насоса НП-90, 112 и мотора МП-90, 112.

Передаточная функция насоса НП-90, 112 описывается инерционным звеном:

$$W_1 = \frac{K_1}{T_1 p + 1}, \quad (3)$$

где: K_1 – коэффициент усиления насоса; T_1 – постоянная времени насоса.

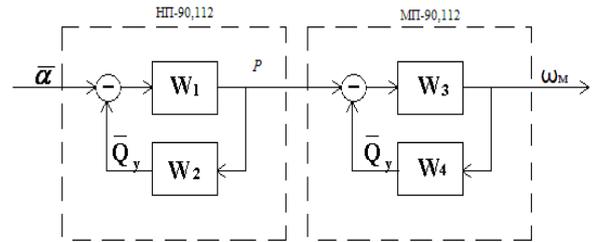


Рис. 1. Структурно-динамическая схема переходного процесса в ГСТ-90, 112

Fig. 1. Structurally-dynamic scheme of transition process in the HST-90, 112

Передаточная функция W_2 , которая включена в схему в виде отрицательной обратной связи, учитывает утечки жидкости \bar{Q}_y , которые согласно работ [6] пропорциональны давлению P , а также зависят от величины зазоров между подвижными деталями, т.е. от величины износа. Такую функцию можно описать интегрирующим звеном:

$$W_2 = \frac{K_2}{T_2 p}, \quad (4)$$

где: K_2 – коэффициент усиления по утечкам в насосе; T_2 – постоянная времени, которая зависит от скорости утечек в насосе.

Передаточная функция мотора МП-90, 112 также описывается инерционными звеном:

$$W_3 = \frac{K_3}{T_3 p + 1}, \quad (5)$$

где: K_3 – коэффициент усиления мотора; T_3 – постоянная времени мотора.

Передаточная функция W_4 включена в схему в виде отрицательной обратной связи и учитывает утечки жидкости в моторе:

$$W_4 = \frac{K_4}{T_4 p}, \quad (6)$$

где: K_4 – коэффициент усиления по утечкам в моторе; T_4 – постоянная времени, которая зависит от скорости нарастания утечек в моторе.

Применяя методы теории автоматического регулирования [4-5] можно получить эквивалентные передаточные функции для насоса НП-90, 112:

$$W_n = \frac{W_1}{1 + W_1 \cdot W_2} = \frac{\frac{K_1}{T_1 p + 1}}{1 + \frac{K_1 \cdot K_2}{(T_1 p + 1) T_2 p}} = \frac{\frac{T_2}{K_2} p}{\frac{T_1 T_2}{K_1 K_2} p^2 + \frac{T_2}{K_1 K_2} p + 1}, \quad (7)$$

для мотора МП-90, 112:

$$W_m = \frac{\frac{T_4}{K_4} p}{\frac{T_3 T_4}{K_3 K_4} p^2 + \frac{T_4}{K_3 K_4} p + 1}. \quad (8)$$

Сравнивая полученные выражения (7) и (8) с выражением передаточной функции инерционного колебания звена (1) и (2) можно записать выражения для определения:

– постоянной времени насоса:

$$T_n = \sqrt{\frac{T_1 \cdot T_2}{K_1 \cdot K_2}}; \quad (9)$$

– постоянной времени мотора:

$$T_m = \sqrt{\frac{T_3 \cdot T_4}{K_3 \cdot K_4}}; \quad (10)$$

– декремента затухания насоса:

$$d_n = \frac{T_2 \sqrt{K_1 \cdot K_2}}{2K_1 \cdot K_2 \sqrt{T_1 \cdot T_2}}, \quad (11)$$

– декремента затухания мотора:

$$d_m = \frac{T_4 \sqrt{K_3 \cdot K_4}}{2K_3 \cdot K_4 \sqrt{T_3 \cdot T_4}}. \quad (12)$$

Уравнения динамики переходного процесса (7) и (8) можно записать в виде дифференциального уравнения в натуральных переменных:

– для насоса НП-90, 112:

$$T_n^2 \frac{d^2 P}{dt^2} + 2d_n T_n \frac{dP}{dt} + P = K_n \frac{d\alpha}{dt}; \quad (13)$$

– для мотора МП-90, 112:

$$T_m^2 \frac{d^2 \omega_m}{dt^2} + 2d_m T_m \frac{d\omega_m}{dt} + \omega_m = K_m \frac{dP}{dt}. \quad (14)$$

Правая часть дифференциальных уравнений (13) и (14) содержит входной сигнал – первая производная угла отклонения наклонной шайбы НП-90, 112 – $\dot{\alpha}$ и скорость нарастания давления после насоса \dot{P} .

Коэффициенты K_m , K_n при входном сигнале называются коэффициентами усиления [7-8] и показывают, как сильно входной сигнал $\dot{\alpha}$ и \dot{P} , (скорость отклонение шайбы насоса и скорость нарастания давления после насоса), влияет на выходной – величина давления жидкости после насоса P и угловую скорость вращения ротора мотора ω_m .

Левая часть уравнения – это реакция динамической системы на входной сигнал $\dot{\alpha}$ и \dot{P} .

Постоянные времени насоса T_n и мотора T_m имеют размерность времени и характеризуют инерционность процесса.

Увеличение постоянных времени делает процесс менее восприимчивым к изменению входного сигнала. Исходя из физической интерпретации постоянных времени [7-8], T_n и T_m могут нести информацию о степени износа насоса и мотора, т.е. с увеличением степени износа последних (с увеличением утечек в сопряжениях), постоянные времени будут увеличиваться. Это будет выражаться в отсутствии изменения оборотов мотора при изменении угла наклонной шайбы насоса.

Декремент затухания d насоса и мотора, или коэффициент демпфирования [6], характеризует наличие или отсутствие колебательного процесса.

При значениях $d < 1$, переходный процесс имеет колебания. При значениях $d > 1$, переходный процесс не имеет колебаний.

Решением для приведенных выше дифференциальных уравнений являются следующие выражения.

Для насоса, уравнение (13):

$$P(t) = P_{мек} \left[1 - e^{-\frac{d_n}{T_n} t} \cdot (\cos \nu_n t + A_n \sin \nu_n t) \right], \quad (15)$$

где: $P_{мек}$ – текущее значение давления в контуре нагнетания насоса, которое соответствует определенному техническому состоянию насоса; ν_n – частота колебаний давления в нагнетательном контуре насоса:

$$\nu_n = \frac{\sqrt{1 - d_n^2}}{T_n}. \quad (16)$$

Величина отклонения давления от текущего значения во время колебательного процесса:

$$A_n = \frac{d_n}{\sqrt{1 - d_n^2}}. \quad (17)$$

Для мотора решение уравнения (14) имеет вид:

$$\omega_m(t) = \omega_{мек} \left[1 - e^{-\frac{d_m}{T_m} t} \cdot (\cos \nu_m t + A_m \sin \nu_m t) \right], \quad (18)$$

где: $\omega_{мек}$ – текущее значение оборотов угловой скорости вращения мотора, которые соответствуют определенному техническому состоянию мотора.

Частота колебания оборотов угловой скорости вращения мотора:

$$\nu_m = \frac{\sqrt{1 - d_m^2}}{T_m}. \quad (19)$$

Величина отклонения оборотов угловой скорости вращения мотора от текущего значения во время колебательного процесса:

$$A_m = \frac{d_m}{\sqrt{1 - d_m^2}}. \quad (20)$$

Характер протекания переходного процесса после приложения к системе входного воздействия (отклонения наклонной шайбы на угол α) зависит от коэффициентов усиления K_n и K_m , постоянных времени T_n и T_m , а также значений декремента затухания d_n и d_m . Можно предположить, что числовые значения K_i , T_i , d_i зависят от технического состояния насоса и мотора, а следовательно учитывают утечки рабочей жидкости в сопряжениях. Поиск зависимостей коэффициента подачи насоса и к.п.д. мотора с перечисленными выше параметрами позволит диагностировать техническое состояние насоса и мотора.

Коэффициент усиления K_I характеризует степень влияния входного сигнала (скорость отклонения наклонной шайбы $\dot{\alpha}$) на выходной сигнал (скорость нарастания давления в нагнетательном контуре после насоса \dot{P}_n) и определяется как:

$$K_1 = \frac{561 \cdot \sqrt[3]{V_n} \cdot P_n}{E_{жс} \cdot d_{oc}}, \quad (21)$$

где: V_n – рабочий объем насоса, м³; P_n – номинальное давление в нагнетательной магистрали за насосом, Па; $E_{жс}$ – модуль упругости рабочей жидкости, Па; d_{oc} – диаметр, на котором расположены оси поршней, м.

Как следует из выражения (21) коэффициент усиления K_1 является безразмерным и учитывает конструктивные особенности поршневого насоса в виде номинального рабочего давления \dot{P}_n , эквивалентного зазора d_{oc} и упругих свойств рабочей жидкости $E_{жс}$.

В процессе эксплуатации насоса происходит снижение степени влияния входного сигнала \dot{a} на выходной сигнал \dot{P} по причине изнашивания подвижных сопряжений. Следовательно, коэффициент K_1 является функцией коэффициента подачи насоса Ψ . Данную зависимость можно представить выражением:

$$K_1 = \frac{561 \cdot \sqrt[3]{V_n} \cdot P_n}{E_{жс} \cdot d_{oc}} \exp(-0,15 \cdot \Delta\Psi), \quad (22)$$

где: $\Delta\Psi$ – уменьшение коэффициента подачи насоса в процессе эксплуатации, выраженная в процентах, %.

На основании выражения (22) были получены зависимости, которые подтверждают, что коэффициент усиления K_1 является переменной величиной, которая зависит от коэффициента подачи насоса и будет учитываться при моделировании переходных процессов в насосе.

Коэффициент усиления K_2 , согласно рис. 1 и выражению (4), характеризует степень влияния входного сигнала (скорость увеличения давления \dot{P}_n) на выходной (утечки жидкости Q_v), которые в процессе эксплуатации насоса увеличиваются. Зависимость коэффициента K_2 при увеличении утечек жидкости, можно представить выражением:

$$K_2 = \frac{0,7 \cdot 10^{-6} \cdot P_n}{\mu \cdot \omega} \exp(0,05 \cdot \Delta\Psi), \quad (23)$$

где: μ – динамическая вязкость рабочей жидкости, Па·с; ω – угловая скорость вращения ротора мотора, определяется как:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot 1/c,$$

где: n – рабочие обороты вращения ротора насоса, об/мин.

Используя выражение (25) были построены зависимости изменения коэффициента K_2 при увеличении утечек, изменении коэффициента подачи насоса $\Delta\Psi$, которые представлены на рис. 4.

Как следует из (4) коэффициент, характеризующий утечки жидкости, увеличивается при уменьшении коэффициента подачи насоса.

Следовательно, с уменьшением коэффициента подачи насоса в процессе эксплуатации коэффициент усиления влияния скорости нарастания давления

на утечки жидкости увеличивается, что необходимо учитывать в процессе моделирования.

Согласно уравнения (13) переходный процесс в поршневых насосах характеризуется постоянными времени T_1 и T_2 . Согласно структурно-динамической схемы, рис. 1 и выражения (3) постоянная времени T_1 характеризует промежуток времени, за который происходит нарастание давления в нагнетательном контуре за насосом, т.е. инерционность переходного процесса в насосе, которую можно выразить как:

$$T_1 = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{V_n \cdot J}{P_n \cdot A_n^3}} \exp(0,18 \cdot \Delta\Psi), \quad (24)$$

где: J – момент инерции ротора насоса, определяется как: $J = m \cdot R^2$, кг·м², где: m – масса ротора насоса, кг; R – радиус ротора, м; A_n – площадь поршня насоса, м².

Как следует из выражения (24) постоянная времени T_1 имеет размерность – секунда. Из (24) следует, что постоянная времени для новых насосов, имеющих максимальное значение коэффициента подачи, минимальна в процессе эксплуатации увеличивается. Это приведет к запаздыванию нарастания давления в нагнетательном контуре за насосом при отклонении наклонной шайбы.

Постоянная времени T_2 , согласно выражения (4), характеризует промежуток времени, за который происходит утечка жидкости в зазорах сопряжений насоса, т.е. инерционность утечек, которую можно выразить как:

$$T_2 = \frac{0,28 \cdot 10^{10} \cdot \mu \cdot \sqrt[3]{V_n}}{2\pi \cdot d_{oc} \cdot P_n} \exp(-0,004 \cdot \Delta\Psi). \quad (25)$$

Как следует из выражения (25) на инерционность утечек влияет динамическая вязкость рабочей жидкости μ и эквивалентный зазор, который зависит от диаметра, на котором расположены оси поршней.

Согласно выражения (9) можно получить общую постоянную времени насоса T_n и декремента затухания насоса d_n , формула (11). Зависимости указанных выше параметров, при уменьшении коэффициента подачи насоса, представлены на рис. 2 и 3.

Как следует из зависимостей представленных на рис. 2 инерционность поршневых насосов в процессе эксплуатации увеличивается. Для новых насосов постоянная времени T_n составляет 0,1 с и одинакова как для НП-90 так и для НП-112. В процессе эксплуатации, за счет увеличения утечек, постоянная времени увеличивается до значений 1,72-1,85 с. При этом, инерционность насоса НП-90 выше, чем НП-112. Из полученных зависимостей можно сделать вывод, что с уменьшением коэффициента подачи насосов, за счет изнашивания сопряжений и следовательно, увеличением утечек, отклонения наклонной шайбы (входной сигнал) не вызывает быстрого нарастания давления в напорной магистрали (выходной сигнал).

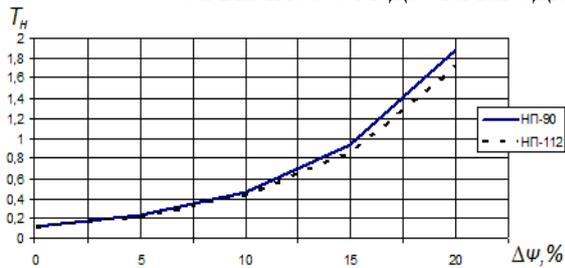


Рис. 2. Зависимости времени насосов T_n при уменьшении коэффициента подачи насосов $\Delta\psi$

Fig. 2. The dependencies of pump time T_n while reducing supply coefficient $\Delta\psi$ in pumps

Зависимости изменения декремента затухания d_n при изменении коэффициента подачи насоса, рис. 3, позволяют сделать вывод, что увеличение утечек в насосе уменьшает декремент затухания от значений 0,57-0,62 до значений 0,25-0,27, т.е. в 2 раза. Это приведет к появлению колебания величины давления в нагнетательном контуре за насосом, что может служить одним из диагностических признаков, по которому можно оценивать утечки в насосе, а следовательно и величину коэффициента подачи.

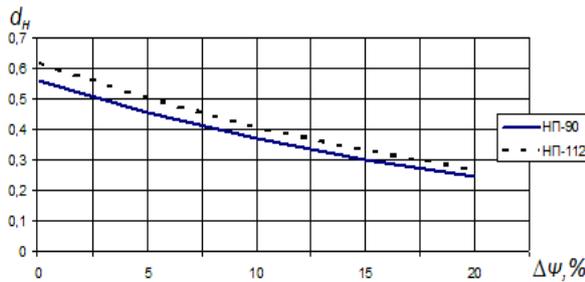


Рис. 3. Зависимости декремента затухания насоса d_n при уменьшении коэффициента подачи насосов $\Delta\psi$

Fig. 3. The dependencies of pump damping decrement d_n while reducing supply coefficient $\Delta\psi$ in pumps

Подставив полученные значения T_n и d_n в выражение (15) и с учетом формул (16) и (17) можно выполнить моделирование переходных характеристик в поршневых насосах НП-90 и НП-112 с учетом изменения величины утечек (уменьшения коэффициента подачи насосов $\Delta\psi$).

Используя приведенный выше методический подход можно получить выражения для коэффициентов усиления и постоянных времени, которые входят в дифференциальное уравнение динамики переходного процесса в поршневых моторах МП-90 и МП-112, представленное выражением (16).

Из анализа структурно-динамической схемы гидростатического привода, представленной на рис. 1, а также выражения (5) следует, что коэффициент усиления K_3 характеризует степень влияния входного сигнала (скорость нарастания давления в нагнетательном контуре перед мотором \dot{P}_n) на выходной сигнал (угловая скорость вращения ротора мотора ω_m). Значение коэффициента усиления K_3 и характер его изменения при уменьшении к.п.д. мотора можно представить выражением:

$$K_3 = \frac{0,75 \cdot P_n \cdot V_m}{M_{кр}} \exp(-0,15 \cdot \Delta\eta), \quad (26)$$

где: V_m – рабочий объем мотора, m^3 ; $M_{кр}$ – крутящий момент на валу мотора, Н·м; $\Delta\eta$ – величина уменьшения к.п.д. мотора в процессе эксплуатации, выраженная в процентах, %.

Из выражения (26) следует, что коэффициент усиления K_3 безразмерная величина, которая характеризует удельную энергоёмкость гидромотора.

Из выражения (26) следует, что при уменьшении к.п.д. гидромоторов коэффициенты усиления K_3 уменьшаются, что приведет к уменьшению влияния скорости нарастания давления перед мотором на угловую скорость вращения ротора мотора.

Коэффициент усиления K_4 , который согласно структурно-динамической схемы [9-10], рис. 1 и выражения (6), характеризует степень влияния входного сигнала (угловая скорость вращения ротора мотора ω_m) на выходной сигнал (утечки рабочей жидкости в моторе Q_y , которые в процессе эксплуатации будут увеличиваться по причине изнашивания сопряжений мотора. Выражение для определения величины K_4 и её изменение при увеличении утечек в моторе можно представить зависимостью:

$$K_4 = \frac{\omega_m \cdot \sqrt[3]{V_m}}{2,88 \cdot 10^{-2} \cdot \sqrt{\frac{2P_n}{\rho_{ж}}}} \exp(0,05 \cdot \Delta\eta). \quad (27)$$

где: $\rho_{ж}$ – плотность рабочей жидкости, $кг/м^3$.

Коэффициент K_4 является безразмерной величиной и в литературных источниках [11-12], назван критерием, который учитывает отношение угловой скорости вращения ротора к скорости рабочей жидкости в зазорах сопряжения ротора.

Как следует из выражения (27) значения коэффициентов K_4 увеличиваются при уменьшении к.п.д. моторов. На основании данных зависимостей можно сделать вывод, что степень влияния угловой скорости вращения ротора мотора ω_m на утечки в моторе Q_y в процессе эксплуатации только усиливается.

Согласно полученного дифференциального уравнения динамики переходных процессов в поршневых моторах (14) для выполнения моделирования, необходимо определить постоянную времени T_m , которая зависит от T_3 и T_4 , формула (10).

Согласно структурно – динамической схемы гидростатического привода, рис. 1 и передаточной функции мотора, формула (5), постоянная времени T_3 характеризует промежуток времени, за который происходит увеличение угловой скорости вращения ротора мотора ω_m при нарастании давления в нагнетательном контуре после насоса \dot{P}_n , т.е. инерционность переходного процесса в моторе, которую можно выразить как:

$$T_3 = \frac{M_{кр} \cdot 0,7 \cdot 10^3}{P_n \cdot V_m \cdot \omega_m} \exp(0,12 \cdot \Delta\eta). \quad (28)$$

Как следует из выражения (28) постоянная времени T_3 имеет размерность времени – секунда.

На основании выражения (28) можно сделать вывод, что в процессе эксплуатации моторов, за счет изнашивания сопряжений и увеличения утечек жидкости, инерционность моторов будет увеличиваться.

Это приведет к замедлению увеличения угловой скорости вращения ротора мотора ω_m при увеличении давления в нагнетательном контуре после насоса \dot{P}_n .

Согласно формулы (6) постоянная времени T_4 характеризует промежуток времени, за который происходит утечка жидкости в сопряжениях мотора, т.е. инерционность утечек, которую можно выполнить как:

$$T_4 = 5 \cdot 10^5 \sqrt{\frac{V_m \cdot \mu}{M_{кр} \cdot \omega_m}} \exp(-0,004 \cdot \Delta\eta). \quad (29)$$

Анализ размерности выражения (29) показывает, что T_4 имеет размерность времени – секунда. При этом, на увеличение времени, за которое происходят утечки, влияет увеличение рабочего объема V_m и динамической вязкости μ , при одновременном уменьшении крутящего момента $M_{кр}$ и угловой скорости вращения ротора мотора.

Анализ выражения (29) позволяет утверждать, что при уменьшении к.п.д. моторов в процессе эксплуатации уменьшается постоянная времени утечек в моторе, т.е. утечки происходят за короткий промежуток времени.

Полученные выражения для определения K_3 , K_4 , а также T_3 и T_4 и их зависимости при уменьшении к.п.д. моторов, позволяют теоретическим путем получить характер изменения постоянной времени мотора T_m , формула (10) и декремента затухания d_m , формула (12). Полученные теоретические зависимости для моторов МП-90 и МП-112 представлены на рис. 13 и 14.

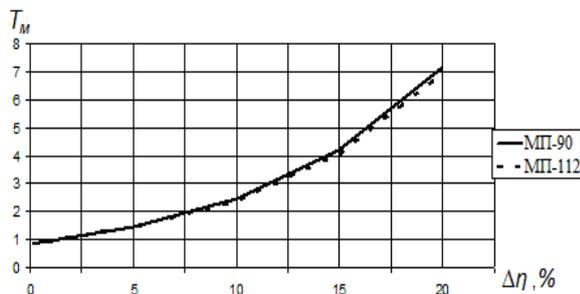


Рис. 4. Зависимости изменения постоянной времени T_m при уменьшении к.п.д. моторов $\Delta\eta$

Fig. 4. The dependencies of the constant T_m while reducing efficiency of motors $\Delta\eta$

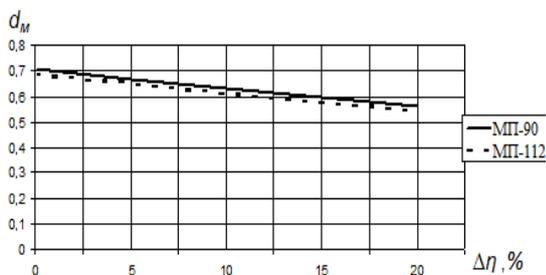


Рис. 5. Зависимости изменения декремента затухания d_m при уменьшении к.п.д. моторов $\Delta\eta$

Fig. 5. The dependencies of pump damping decrement d_m while reducing supply coefficient of motors $\Delta\eta$

Анализ зависимостей на рис. 4 позволяет сделать вывод, что постоянная времени моторов T_m в процессе эксплуатации, за счет изнашивания и увеличения утечек, увеличивается от значений 0,9 с до значений 7,05 с. Это вызывает значительное увеличение инерционности переходного процесса в моторе, что будет выражаться в длительном увеличении угловой скорости вращения ротора мотора ω_m при изменении скорости увеличения давления в нагнетательном контуре после насоса \dot{P}_n . При этом, разница в значениях T_m для моторов МП-90 и МП-112 не более 2%, при максимально допустимом уменьшении к.п.д. моторов, равном 20%.

Зависимости изменения декремента затухания колебаний угловой скорости вращения ротора ω_m во время переходного процесса при уменьшении к.п.д. для моторов МП-90 и МП-112 представлены на рис. 5. Из представленных зависимостей следует, что в процессе эксплуатации, при снижении к.п.д. мотора, декремент затухания d_m уменьшается, что будет способствовать возникновению колебаний угловой скорости вращения ротора мотора ω_m . При этом, декремент затухания у новых моторов составляет величины 0,69 – 0,7, а у моторов с минимально допустимыми значениями к.п.д. ($\Delta\eta=20\%$), это значение 0,55-0,57. Как и в предыдущих вариантах большой разницы между МП-90 и МП-112 не проявляется.

Полученные значения T_m и d_m при соответствующих значениях $\Delta\eta$ позволяют с помощью выражения (18) моделировать переходный процесс в гидромоторах МП-90 и МП-112.

Для выполнения моделирования была написана программа в среде EXCEL, которая после ввода конструктивных и рабочих параметров насоса и мотора, а также свойств рабочей жидкости, позволяет рассчитать коэффициенты и постоянные времени, входящие в дифференциальные уравнения и построить кривые переходного процесса во времени.

Динамика переходного процесса насоса МП-90 для различных значений уменьшений коэффициента подачи $\Delta\Psi$ представлена на рис. 6, а для насоса МП-112, на рис. 7.

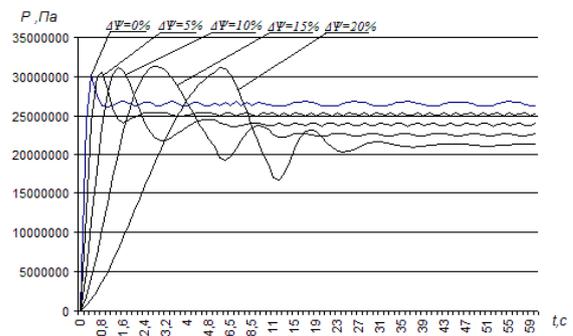


Рис. 6. Динамика переходного процесса насоса МП-90 для различных значений уменьшения коэффициента подачи $\Delta\Psi$, %

Fig. 6. The dynamics of the transition process pump PP-90 for different values of reducing supply coefficient $\Delta\Psi$, %

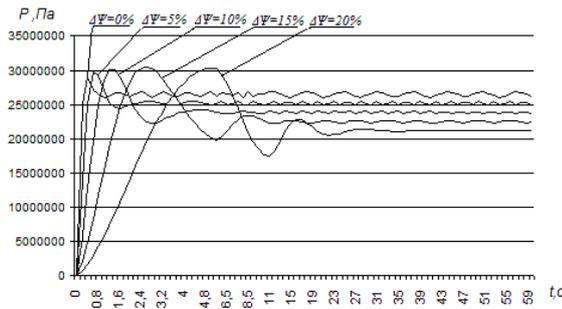


Рис. 7. Динамика переходного процесса насоса НП-112 для различных значений уменьшения коэффициента подачи $\Delta\Psi$, %

Fig. 7. The dynamics of the transition process pump PP-112 for different values of reducing supply coefficient $\Delta\Psi$, %

Из анализа полученных кривых следует, что у новых насосов, на имеющих уменьшения коэффициента подачи $\Delta\Psi=0$, увеличение давления до значений 30,1 МПа для НП-90 и 29,0 МПа для НП-112, происходит за время 0,4 с, а стабилизация величины давления на уровне номинального, равного $P_n=26,5$ МПа, происходит за 1 с. Затем наблюдается незначительный колебательный процесс величины давления в пределах 26,2-26,7 МПа, что составляет 1,8% от номинальной величины. Как следует из рис. 6 и 7, такой процесс одинаков для НП-90 и НП-112.

При уменьшении коэффициента подачи насосов от $\Delta\Psi=0\%$ до $\Delta\Psi=20\%$ наблюдается увеличение инерционности переходного процесса. Максимальное значение давления, равное 30,5 МПа для НП-90 и 30,3 МПа для НП-112 достигается за время 5 с. При этом наблюдается значительное увеличение колебательного процесса значений давления и его стабилизация на 29 секунде для НП-112 и 37 секунде для НП-90 при величине 20,5-21,4 МПа.

Анализ динамики переходных процессов в поршневых насосах позволяет сделать вывод, что чувствительными параметрами, которые изменяются при увеличении утечек в насосе, а следовательно, при уменьшении коэффициента подачи насоса, являются:

- увеличение времени переходного процесса при котором происходит стабилизация значений давления на уровне не более 5% от номинальной или текущей величины, $t_{n\text{ пер}}$;
- увеличение амплитуды колебания давления, A_n ;
- увеличение времени, при котором достигается максимальное значение давления, $t_{n\text{ max}}$;
- величина максимального значения давления во время переходного процесса, P_{max} ;
- величина текущего значения давления на установившемся режиме после завершения переходного процесса, $P_{\text{тек}}$.

Как следует из представленных зависимостей максимальное значение давлений при снижении коэффициента подачи не изменяется и остается постоянным.

Динамика переходного процесса для различных значений уменьшения к.п.д. мотора $\Delta\eta$, представлена на рис. 8 (МП-90) и рис. 9 (МП-112).

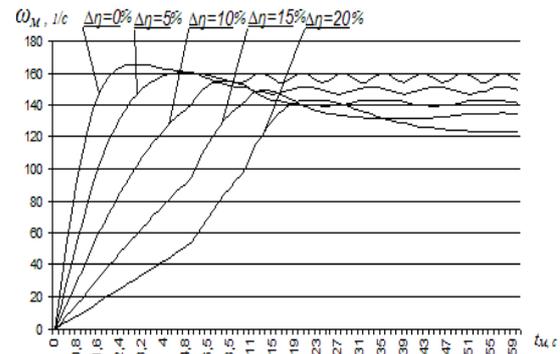


Рис. 8. Динамика переходного процесса мотора МП-90 для различных значений уменьшения к.п.д. $\Delta\eta$, %

Fig. 8. The dynamics of the transition MP-90 engine process for different values of reducing supply coefficient of motors $\Delta\eta$, %

Из анализа представленных зависимостей следует, что для новых моторов, для которых $\Delta\eta=0\%$, время переходного процесса составляет 2,8 – 3 с, при незначительном забросе угловой скорости вращения до значений $\omega_M=154,3-159,6$ 1/с, что составляет 1,65% от номинальных значений. Стабилизация угловой скорости вращения ротора происходит за время 4 секунды.

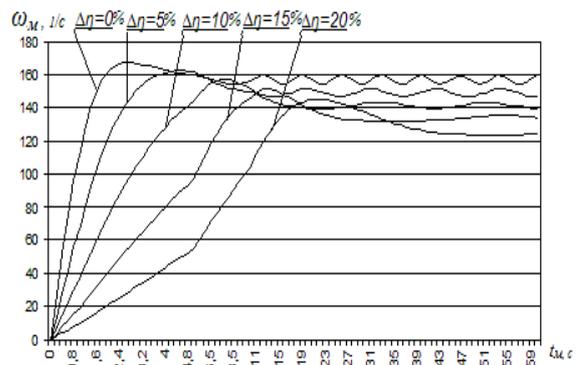


Рис. 9. Динамика переходного процесса мотора МП-112 для различных значений уменьшения к.п.д. $\Delta\eta$, %

Fig. 9. The dynamics of the transition MP-112 engine process for different values of reducing supply coefficient of motors $\Delta\eta$, %

При уменьшении к.п.д. насосов от $\Delta\eta=0\%$ до $\Delta\eta=20\%$ наблюдается значительное увеличение инерционности переходного процесса при одновременном снижении угловой скорости вращения ротора мотора. При $\Delta\eta=20\%$ время переходного процесса увеличивается до 21-22 с. При этом наблюдается незначительный заброс угловой скорости вращения до значений $\omega_M=143,4-145$ 1/с, с последующей стабилизацией на уровне $\omega_M=123,51-123,7$ 1/с. Стабилизация угловой скорости вращения ротора происходит после 50 секунд.

Анализ динамики переходных процессов в поршневых моторах позволяет сделать вывод, что чувствительными параметрами, которые изменяются при увеличении утечек в моторе, а следовательно, при уменьшении к.п.д. мотора, являются:

- увеличение времени переходного процесса при котором происходит стабилизация значений угловой частоты вращения ротора на уровне не больше 5 % от номинальной или текущей величины, $t_{Mпер}$;

- увеличение амплитуды колебания угловой частоты вращения ротора A_M ;

- увеличение времени, при котором достигается максимальное значение угловой скорости вращения ротора, t_{Mmax} ;

- величина максимального значения угловой частоты вращения ротора во время переходного процесса ω_{Mmax} ;

- величина текущего значения угловой частоты вращения ротора после завершения переходного процесса, $\omega_{Mтек}$.

Анализ зависимостей [17], приведенных на рис. 6 и рис. 7, позволяет утверждать, что среднеквадратическое отклонения P_{max} и t_{max} имеет минимальное значение, а следовательно, максимальную меру точности.

Используя отношения P_{max}/t_{max} можно получить первую производную (скорость) увеличения давления жидкости за насосом во время переходного процесса, измерения которой выполняется под нагрузкой, т.е. когда гидромотор заторможен и развивает нормальный крутящий момент $M_{кр}$.

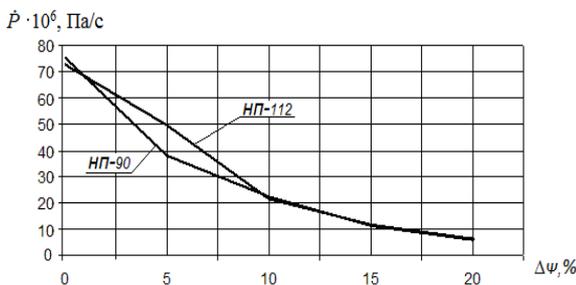


Рис. 10. Зависимости скорости увеличения давления \dot{P} от уменьшения коэффициента подачи насоса

Fig. 10. The dependencies of the pressure increase rate \dot{P} by reducing pump flow coefficient

Полученный диагностический признак технического состояния поршневых насосов НП-90,112, который можно выразить:

$$\dot{P} = P_{max}/t_{max}. \quad (30)$$

Дает обобщенную характеристику утечек в насосе под нагрузкой, а следовательно, может характеризовать коэффициент подачи насосов, который необходимо определять под нагрузкой.

Используя разработанную математическую модель были построены теоретические зависимости изменения диагностического признака \dot{P} при увеличении утечек жидкости в насосе $\Delta\Psi$ % (уменьшения

коэффициента подачи насоса), которые представлены на рис. 10.

Анализируя динамику переходных процессов в поршневых моторах МП-90,112 [17], которые представлены на рис 8 и 9, можно сделать вывод, что величина максимального значения угловой скорости вращения ротора мотора ω_{Mmax} уменьшается при изменении к.п.д. мотора η . При этом одновременно увеличивается время, при котором достигается максимальное значение угловой скорости вращения ротора мотора t_{max} .

Используя приведенные выше методический подход можно получить диагностический признак – первую производную угловой скорости вращения ротора мотора:

$$\dot{\omega}_M = \omega_{Mmax} / t_{max}. \quad (31)$$

Полученный диагностический признак $\dot{\omega}_M$ дает обобщенную характеристику утечек жидкости в моторе, который развивает номинальный крутящий момент $M_{кр}$, т.е. определяется под нагрузкой.

Используя разработанную математическую модель были построены теоретические зависимости изменения диагностического признака $\dot{\omega}_M$ при увеличении утечек жидкости в моторе $\Delta\eta$ % (уменьшения к.п.д. мотора), которые представлены на рис. 11.

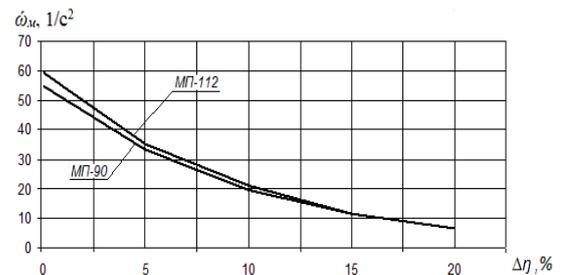


Рис. 11. Зависимости скорости увеличения угловой частоты вращения ротора мотора $\dot{\omega}_M$ от уменьшения к.п.д. мотора

Fig. 11. The dependencies of the motor rotor angular speed pressure increase $\dot{\omega}_M$ while reducing supply coefficient of motors

Полученные теоретическим путем диагностические признаки для определения коэффициента подачи насоса Ψ – скорость увеличения давления за насосом \dot{P} , а также для определения к.п.д. мотора η – скорость увеличения угловой частоты вращения ротора мотора $\dot{\omega}_M$, будут использоваться для разработки технологии диагностирования гидроприводов ГСТ-90 и ГСТ-112 в процессе эксплуатации, а также на ремонтных предприятиях после ремонта.

Выбор методов измерения и датчиков, которые должны быть использованы для получения информации во время диагностирования следует из обобщенных выше диагностических признаков: \dot{P} , Па/с и $\dot{\omega}_M$, $1/c^2$.

Для регистрации \dot{P} необходимо применять датчик давления жидкости, который устанавливается в магистрали высокого давления за насосом, а также таймер времени, который регистрирует время достижения максимального значения давления.

Для регистрации $\dot{\omega}_M$ необходимо применять датчик угловой частоты вращения ротора мотора

(тахометр) и таймер времени, который регистрирует время достижения максимального значения угловой частоты вращения ротора.

ВЫВОДЫ

Выполнена структурная идентификация гидропривода ГСТ-90, 112, как объекта диагностирования. Получены дифференциальные уравнения переходного процесса в насосе и моторе, решение которых позволяет моделировать переходный процесс во времени. Установлено, что на характер протекания переходного процесса влияют коэффициент усиления K_i и постоянные времени T_i .

Выполнена параметрическая идентификация динамических моделей переходных процессов в поршневых гидронасосах и поршневых гидромоторах. На основании метода анализа размерностей получены выражения для определения коэффициентов усиления K_i и K_d и постоянных времени T_i - T_d . Теоретически установлено, что увеличение утечек в насосе и моторе приводит к увеличению их инерционности, что выражается в росте постоянных времени насоса и мотора при одновременном уменьшении декрементов затухания колебаний рабочих параметров насоса и мотора.

Проведены теоретические исследования динамики переходных процессов в поршневых насосах и моторах при различных утечках рабочей жидкости. Анализ динамики переходных процессов позволил установить чувствительные параметры, которые изменяются при увеличении утечек в насосе и моторе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Горбатов В.В. 2009.** Анализ изменения технического состояния гидроприводов циклического действия сельскохозяйственных машин на перерасход топлива. / Вестник ХНТУСХ. – № 80. 315-321. (Украина).
2. **ГОСТ 2193-93. 1993.** Объемные гидроприводы. Объемные насосы и гидромоторы. Общие технические условия. (Украина).
3. **Галин Д.А. 2003.** Анализ технического состояния гидростатической трансмиссии ГСТ-90. / Повышение эффективности функционирования механических и энергетических систем: Сб. науч. тр. Морд. гос. ун-т им. Н.П. Огарева. – Саранск: «Красн. Окт.». 117-120.
4. **Дейч А.М. 1979.** Методы идентификации динамических объектов. / – М.: Энергия, 240.
5. **Эйкхоф П. 2002.** Основы идентификации систем управления. Оценивание параметров и состояния. – М.: Мир, 684.
6. **Романюк А.М., Романюк Ю.А. 2004.** Тепловой баланс гидроприводов и определение их основных теплотехнических параметров. / Научный вестник Национального аграрного университета. – Киев: – Вып. 73, часть 2. 274-278.
7. **Романюк А.М., Романюк Ю.А. 2005.** Анализ неустановившегося температурного режима гидропривода. / Научный вестник Национального аграрного университета. – Киев: – Вып. 80, часть 12. 227-232.

8. **Кравчук В., Горбатов В. 2009.** Методика определения перерасхода топлива при изменении технического состояния гидроприводов сельскохозяйственных машин. / MOTROL. Vol. 11A. 239-246.
9. **Роговский И.Л. 2011.** Влияние показателей надежности периодичность технического обслуживания сельскохозяйственных машин. / MOTROL. Vol. 13B. 92-98.
10. **Бойко И. Г., Войтов А. В., Войтов В. А. 2015.** Структурная идентификация математической модели диагностирования объемного гидропривода ГСТ-90,112. / Научный вестник Национального университета биоресурсов и природопользования Украины. Серия: техника и энергетика АПК – К. – Вып. 226. 124-132.
11. **Волков А.В., Мищенко В.Ю. 2013.** Методика испытаний по определению компонентов объемных потерь блоков питания. / Электронный журнал “Труды МАИ”, вып. 69. 100-114.
12. **Войтов А. В., Бойко И. Г. 2015.** Параметрическая идентификация динамической модели переходных процессов в поршневых гидронасосах и гидромоторах. / Технический сервис агропромышленного, лесного и транспортного комплексов. – Харьков: ХНТУСГ. – Вып. 3. 105-117.
13. **Павел Андренко, Антон Лебедев. 2011.** Математическая модель стенда для испытаний насосов. / MOTROL. Vol. 13C. 200-210.
14. **Павел Андренко, Ольга Панамарева. 2012.** Исследование волновых процессов в гидроагрегате питания гидросистем. / MOTROL. Vol. 14 No 1. 3-10.
15. **Александр Быстрый, Иван Роговский. 2013.** Определение рационального количества технического контроля механизмов зерноуборочного комбайна. / MOTROL. Vol. 15 No 3. 313-321.
16. **Николай Иванов, Андрей Гунько. 2013.** Исследование процесса запуска гидропривода с четырьмя последовательно соединенными гидромоторами. / MOTROL. Vol. 15 No 5. 41-46.
17. **Войтов А. В., Бойко И. Г. 2016.** Моделирование динамики переходных процессов и обоснования диагностических параметров технического состояния объемного гидропривода ГСТ-90,112. / Технический сервис агропромышленного, лесного и транспортного комплексов. – Харьков: ХНТУСГ. – Вып. 4. 101-112.

JUSTIFICATION OF DIAGNOSTIC PARAMETERS TECHNICAL STATE OF VOLUME HYDRAULIC DRIVE OF AGRICULTURAL MACHINES

Summary. The limiting values of volume loss of hydraulic drives - supply coefficient for the pumps and the coefficient of performance (COP) for engines, which according to the State Standard 2192-93 amount to no more than 20% of the initial values.

A mathematical model of the hydrostatic drive of the HST-90,112, which takes into account the structural features of the hydraulic pump and motor, and their mutual influence on each other through the elastic proper-

ties of the hydraulic fluid circulating in a closed volume. Therefore, the mathematical description of dynamic systems should be sought in the joint interaction of the pump motor, the hydraulic fluid, which determines the relevance of the present study.

Implemented structural identification of mathematical model of diagnosing volume hydraulic drive HST-90.112. Differential equations of the transition process for the pump and motor. From the analysis of equations it follows that, parameters that characterize the technical condition of the pump and motor, are the time constants of the transition process, and also damping rates of the fluid oscillations in the pressure line and the motor speed. The solutions of differential equations.

Performed parametric identification dynamic model of transient processes in piston pumps and hydraulic

motors capacity hydraulic drive HST-90,112. Based on the dimensional analysis method, expressions for determining the gain factors K_1-K_4 and time constant T_1-T_4 . The dependences of these parameters change with decreasing pump flow rate and efficiency motor. Determined that increases in of leakage in the pump and the motor causes an increase of the inertia, which results in increase time constants T_n и T_m , while reducing the damping decrements pump performance fluctuations d_n and motor d_m , which when substituted in the solution of differential equations allow you to model the dynamics of the transition process in piston motors and pumps.

Key words: modeling a piston pump; hydraulic drive; diagnostics; piston engine; piston pump; time constants; gain factors; transient processes.

ЗАГРЯЗНЕНИЕ АКВАТОРИИ ХИМИЧЕСКИМИ ВЕЩЕСТВАМИ

Дмитрий Окипняк, Анатолий Окипняк, Мирослав Тиш

*Подольский государственный аграрно-технический университет
Ул. Шевченко 13, Каменец-Подольский, Украина. E-mail: Okipnyak@mail.ru*

Dmutro Okipnyak, Anatoliy Okipnyak, Miroslav Tysh

*Podolsky State Agricultural and Technical University
St. Shevchenko, 13, Kamenets-Podolskiy, Ukraine. E-mail: Okipnyak@mail.ru*

Аннотация. В Украине существует проблема появления пятен химического вещества в акватории Черного моря. Гибнет фауна и флора. Все было бы нечего, если бы не погибли водолазы. В результате расследования было установлено, что эти «горе-водолазы» нашли немецкий затонувший корабль с химическим веществом которое находилось в алюминиевых 200-л бочках забыв о мерах безопасности, правилах поведения, в погоне за легкой добычей по сдаче цветного метала, начали их подымать на поверхность. По законам физики при подъеме на поверхность и снятии давления вокруг бочек происходит их развал и разгерметизация в результате этого химическое вещество освобождается от тары и происходит химическое поражение. При изучении вопроса установлено, что во-первых это не единственный корабль с таким грузом и не единственное место в Черном море, во-вторых кроме химических веществ обнаружении химические боеприпасы, в-третьих такая же примерно ситуация и в акватории Балтийского моря

В статье рассматриваются вопросы последствий техногенной чрезвычайной ситуации (ЧС), а именно появления химических(боеприпасов) веществ в акваториях Черного и Балтийского морей. Вносятся предложения по ликвидации такой чрезвычайной ситуации и способов организации выполнения этой задачи, ликвидации экологической безопасности использования водных и земельных ресурсов регионов прилегающих к этим водным акваториям

В связи с тем, что в Украине нет места для захоронения химических веществ принято решение химические вещества и тару 200-л. металлические бочки), которые появляются на поверхности акватории захоранивать способом бетонирования на месте появления.

Ключевые слова: чрезвычайная ситуация, акватория, подводное бетонирование, экологическая безопасность.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

На сегодня существует важная проблема появления химических веществ в акваториях Черного (Балтийского) моря. Решение этой проблемы государствами принимаются различные "Программы обезвреживания химических веществ на поверхности моря" [17] главной целью которых является предотвращение опасности для населения, создание безопасных условий для жизнедеятельности городов и безопасного использования водных и земельных

ресурсов регионов прилегающих к этим водным акваториям.

В течение последних лет на выполнение этих и других программ различными государствами выделяются большие средства, затрачиваются материальные и человеческие ресурсы. Решением этой проблемы занимаются многие министерства и ведомства [1, 2, 12, 14, 18, 19, 22, 23], но недостаточная теоретическая, практическая и методическая разработанность проблемы организации выполнения задач по очистке водных акваторий от химических боеприпасов (веществ) определили и обусловили выбор темы исследования.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Во время Великой Отечественной войны Крымский полуостров стал ареной особенно ожесточенных боев против фашистских захватчиков. Многим городам этого региона за героическую оборону присвоены почетные звания городов-героев. Во время войны были разрушены до основания. Эти и другие города несколько раз переходили из рук в руки. От артиллерийских и авиационных ударов горела земля и "кипела" вода [1].

Примерно такая же ситуация происходила и на Балтийском море напомним лишь о блокаде и героической обороне Ленинграда [21].

Давно затихли бои той далекой войны, но время от времени (а практически каждый год) кто-то погибает в результате действия взрывоопасных предметов, которых еще очень много и которые, затаив свою смертоносную силу, лежат в земле и на морском дне в том числе и химические боеприпасы. Многие немецкие транспортные корабли с химическими веществами в различных емкостях и химическими боеприпасами были потоплены во время Второй мировой войны нашими войсками. Кроме того, во время отступления немецкие корабли были просто затоплены их же капитанами. Проходят годы ржавеет металл и вот появляются масляные пятна на поверхности воды, перевернутые брюхом рыбы и все живое находящимся в воде[15].

Вот уже несколько лет различными министерствами и ведомствами Украины проводится работа по выявлению, уничтожению и ликвидации появления химических веществ в акваториях Черного моря. Ликвидации химических элементов производится различными способами:

- химическим;
- бактериологическим;

– комбинированным.

Однако эти способы имеют ряд нерешенных и спорных вопросов.

Рассмотрим эти способы более подробно через призму нерешенных проблем.

Химический способ. При появлении такой чрезвычайной ситуации проводится анализ химического вещества и нейтрализация ее другими химическими веществами.

Бактериологический способ. Суть способа заключается в том, что с помощью специальных бактерий, вводимых в емкость с химическим веществом она становится желеобразной и нейтрализуется.

Комбинированный способ. Используется два способа вместе.

Такие способы не совсем соответствуют международным требованиям потому что:

- во-первых, после нейтрализации продукты распада оседают на дно водоема и продолжают нарушать экологию региона;

- во-вторых, не всегда своевременно (а иногда вообще не) возможно выявить эти явления;

- в-третьих, ликвидировать последствия после того когда чрезвычайная ситуация уже случилась;

- в-четвертых при введении бактерий в емкость не всегда есть возможность хранения герметичности. В результате разгерметизации химическое вещество попадает в акваторию;

- в-пятых, проблема заключается в том, что не проводится поиск других химических боеприпасов (веществ) на дне акватории [1, 3, 6, 8-11].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель исследования заключается в теоретическом обосновании и экспериментальной проверке способов организации выполнения задач по очистке водных акваторий от химических боеприпасов (веществ).

В соответствии с целью исследования решались следующие задачи:

1. Уточнить сущность проблемы появления химических веществ в акваториях Черного (Балтийского) моря.

2. Выявить основные способы современного поиска, подъема и обезвреживания химических боеприпасов (веществ) различного вида.

3. Разработать, обосновать, систематизировать, предложения по способу организации выполнения этой задачи.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В Украине, как и в других государствах, существует много проблем, связанных с безопасной эксплуатацией водных объектов и страна решает их с помощью тех систем, сил и средств, которые имеет в своем распоряжении.

По словам начальника Государственной поисково-спасательной службы на водных объектах Украины контр-адмирала М. Кострова: "Следует откровенно сказать, что организация выполнения задач по очистке водных акваторий от химических боеприпасов (веществ) на море реках и других водое-

мах в нашей стране не соответствует международным требованиям".

Анализ аварийно спасательных операций в течение последних лет еще раз подтвердил, что в государстве практически не существует надлежащей аварийно-спасательной службы, которая способна обеспечить выполнение международных обязательств ... "[1].

Проанализировав состояние проблемы возникает вопрос: "Возможен ли поиск и захоронение других химических боеприпасов (веществ и тары), оставшиеся на дне акватории для того чтобы не дожидаться полного разрушения корпусов боеприпасов или тары с химическими элементами? И растворения и распространения химических элементов в акватории" [13, 20].

Кроме того, в связи с тем, что в Украине нет места для захоронения химических веществ и тем, что при ликвидации чрезвычайной ситуации химическим способом продукты распада оказались в два раза токсичнее, чем те же химические вещества. Поэтому нами предлагается химические вещества и тару (200-л. металлические бочки), которые появляются на поверхности акватории захоранивать способом бетонирования на месте появления.

Существует расчет что время загустения бетона будет примерно 60 лет еще 60 лет пройдет после того чтобы бетон начал разрушаться.

Подводное бетонирование выявленных химических боеприпасов (веществ) предлагается нами принять как один из основных способов обезвреживания химических боеприпасов (веществ) в акваториях Украины. Из применяемых в настоящее время способов выполнения этих работ наиболее распространение получил способ вертикально передвигающейся трубы (ВПТ), который дает наибольший эффект при бетонировании подушки толщиной не менее 2м. Бетонирование начинают после того, как обследована, подготовлена основа и составлен акт об обезвреживании химических веществ указанным способом [4, 5, 7].

Применяемый на практике способ ВПТ заключается в следующем: в пространство с химическим боеприпасами (веществами) который бетонируют по стальным трубам диаметром 20-30 см подают готовую бетонную смесь. Способ ВР (выходящих растворов) предусматривает первоначальную укладку камня или щебня, а затем уже бетонирования. Трубы для подачи раствора устанавливают перед заполнением камнем или щебнем. В предотвращении повреждения трубы ее помещают в специальные сетчатые цилиндры, сплетенные из арматурной стали (нитей). Диаметр цилиндра должен в 1,5-2 раза превосходить диаметр трубы, но составлять не менее 20 см. Если бетонированию подлежат блоки высотой до 2 м, то можно обойтись и без защитных цилиндров.

При подводном бетонировании нужно придерживаться следующих правил:

- раствор заливается в трубы через приемные воронки (одновременно через все трубы);

- максимально допустимый при расчетах радиус распространения цементного раствора (от каждой

трубы) принимают равным 2 м при щебеночном заполнителе и 3 м - при каменном;

– интенсивность подачи раствора на 1 м² площади должна составлять не менее 0,2 м³/год;

– для обеспечения подачи раствора с интенсивностью до 2 м³/ч применяют трубы диаметром 50-75 мм; от 2 до 3 м³/ч - 75-100 мм и от 3 до 6 м³/ч - 100-200 мм;

– трубы погружаются в укладываемый раствор не менее чем на 0,8 м;

– цементный раствор должен иметь подвижность, что гарантирует свободное его растекания при наличии крупного заполнителя с уклоном 1: 5 или 1,7. Если подвижность раствора недостаточна, чтобы обеспечить эти условия, радиус бетонирования резко сокращается;

– при бетонировании способом ВР необходимо применять заполнители с объемом пустот 40-45% и цементные растворы состава 1: 1 или 1: 2, водоцементным отношением 0,65-0,85, расходом цемента 500-700 на 1 м³ раствора, или 300-370 кг на 1 м³ кладки.

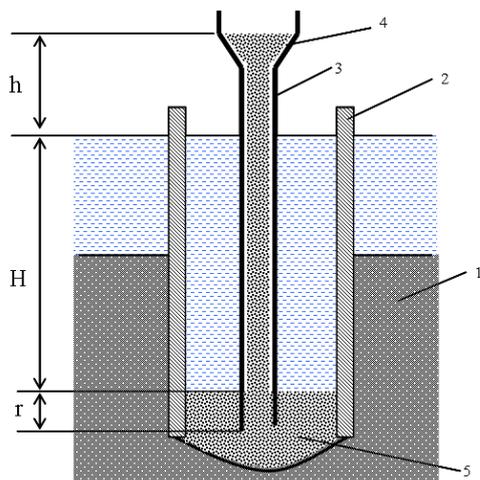


Рис. 1. Укладка бетонной смеси способом ВПТ: 1 – грунт; 2 – колодец; 3 – бетонопроводная труба; 4 – воронка; 5 – бетонная смесь

Fig. 1. Placement of concrete manner vertically moving the duct (VMD): 1 – ground; 2 – well; 3 – concrete to stream the duct; 4 –hopper; 5-concrete mix

Укладка бетонной смеси способом ВПТ (рис. 1) состоит в использовании трубы для подачи бетонной смеси к месту укладки через толщу воды в условиях, исключающих влияние ее на бетонную смесь. Только первая небольшая доза смеси по выходу из трубы на некоторое время соприкасается с водой, другая масса, поступающая по трубе, конец которой погружен в бетонную смесь, с водой не соприкасается. По мере подъема уровня смеси в бетонируемом блоку трубу поднимают (перемещают) вертикально вверх так, чтобы нижний ее конец постоянно находился в бетонной смеси. Бетонная смесь при способе ВПТ движется по трубе к месту укладки с необходимой скоростью. В таблице 1 приведены сведения о наполнителях, применяемых в практике подводного бетонирования. Этими дан-

ными нужно руководствоваться при подборе наполнителей для указанных выше целей.

Таблица 1. Бетонные наполнители

Table 1. Concrete fillers

Наполнитель	Полные остатки на ситах в % при ячейках сит в мм					
	Мин.	Макс.	5	1,2	0,3	0,15
Крупный	0-10	20-40	40-60	-	-	-
Мелкий	-	-	-	60-70	85-95	90-97

Если толщина слоя бетонной смеси, не превышает 2 м, то применяют сплошные по длине трубы диаметром 20-30 см. При большей толщине слоя используют трубы, собранные из звеньев, изготовленных из листовой стали толщиной 3-5 мм. Звенья соединяются фланцево-болтовыми стыками, что уплотняются водонепроницаемыми прокладками.

На верхнем конце трубы крепят бункер для приема бетонной смеси. В его основе ставят навесной электровибратор мощностью 1-1,5 кВт. При заклинивании смеси в трубе включается электровибратор.

При первичном заполнении трубы бетонной смесью необходимо заранее поставить клапаны или пробки. Наибольшее распространение получили свободно скользящие деревянные или стальные пробки, а также пробки, сделанные из пакли, мешковины с опилками и др.

Бетонирование бочки с химическим веществом может быть успешным, если использовать для этой цели не одну, а несколько труб с таким расчетом, чтобы каждая труба могла бы обеспечить растекания бетонной смеси по плоскости 20-30 м². Разумеется, качество смеси на периферийных участках будет несколько ниже, чем в средней зоне. Исходя из этого, расчетный радиус действия труб принимают ниже предельного. По существующим нормам радиус для трубы определяют, руководствуясь выражением и принимают не более 6 м.

$$R = 6 k J, \quad (1)$$

где: k – показатель сохранения подвижности смеси в год (40-60 мин); J – интенсивность подачи бетонной смеси в м³/час.

При большом заглублении трубы качество бетонной кладки улучшаются. Интенсивность бетонирования или применения смеси с наиболее высоким показателем сохранения ее подвижности позволяет еще более углубить трубу.

При бетонировании способом ВПТ укладываемая смесь, движется по трубе под действием веса столба бетонной смеси. Минимально необходимое превышение столба бетона над водой в разные моменты бетонирования определяется по формуле:

$$h = r - 0,6H, \quad (2)$$

где: H – глубина бетонирования в м; r – радиус действия бетонной трубы в м.

Материалы для бетонирования. Цемент, который применяется для бетонирования, должен иметь высокие качества вязкости, повышенную скорость

твердения и быстрое нарастание механической прочности. Цемент должен закрываться как на пресной, так и на соленой воде и допускать применения подручного песка.

Сорта цемента. *Портланд-цемент*. Делится на три марки: высокосортный "000", повышенный "00", обычный "0".

Удельный вес 3,0-3,2 т/м³. Начало схватывания не ранее 30 минут, конец схватывания не позднее 12:00. Механические свойства цемента приведены в таблице 2.

Таблица 2. Механические свойства глиноземистого цемента

Table 2. Mechanical properties of alumina cement

Марка цемента	Для смеси 1:3 Временное сопротивление в кг/см ²							
	растяжению				сжатию			
	Через 3 дня	Через 4 дня	Через 7 дней	Через 28 дней	Через 3 дня	Через 4 дня	Через 7 дней	Через 28 дней
000	18	-	23	28	200	-	300	420
00	-	12	16	22	-	120	180	275
0	-	10	12	16	-	70	100	160

Глиноземистый цемент. Удельный вес 3,1 т / м³, начало застывания не ранее 1:00, конец схватывания не позднее 8:00.

Глиноземистый цемент применяется для бетонирования при температуре воды ниже 20°.

Быстро твердеет цемент "Алнат" (цемент Байдалина). Имеет большую скорость схватывания и является лучшим цементом при выполнении такого рода задач. Скорость схватывания дается в табл. 3, где для сравнения приведен глиноземистый цемент № 3, раствор 1: 3.

Таблица 3. Скорость схватывания цемента "Алнат"

Table 3. Speed setting cement "Alnat"

Временное сопротивление в кг/см ²					
растяжению			сжатию		
через 1 день	через 7 дней	через 28 дней	через 1 день	через 7 дней	через 28 дней
22	26	28	250	350	400

Временное сопротивление в кг/см² сжатия цемента "Алнат" приведен в табл. 4, а временное сопротивление растяжению в табл. 5.

Таблица 4. Временное сопротивление в кг/см² сжатию цемента "Алнат"

Table 4. Ultimate in kg/cm² compression cement "Alnat"

Среда	Температура среды в 0С	1 час	4 час	8 час	12 час	24 час	3 дня	28 дней	3 месяца
		1 час	4 час	8 час	12 час	24 час	3 дня	28 дней	3 месяца
Вода	+0,5 +2	1,7	3,85	12,8	27,6	78,6	261,8	257,0	262
	+4 +6	9	7,1	22,8	48,30	151,4	261,8	256,6	261
	+8	1,8	8,4	25,5	55,6	128,3	266,9	261,2	260
	+10	1	2,0						
Воздух	+0...+2	3,6	17,4	47,0	65,0	194	250	313	324
	+4 +6	3,8	19,8	50,0	74,0	190	278	320	326
	+8	3,5	20,9	80,0	83,5	220,7	287,4	332	336
	+10								

Таблица 5. Временное сопротивление в кг/см² растяжению цемента "Алнат"

Table 5. Ultimate strength in kg/cm² tension of cement "Alnat"

Среда	Температура среды в 0С	1 час	4 час	8 час	12 час	24 час	3 дня	28 дней	3 месяца
Вода	+0 +2	-	0,90	2,9	6,3	11,7	16,5	18,0	19,5
	+4 +6	-	0,90	3,2	7,0	12,3	17,0	19,8	19,9
	+8	-	1,47	5,0	7,2	12,3	17,0	20,1	21,5
	+10								
Воздух	+0 +2	0,40	2,40	8,4	9,0	16,6	17,2	18,3	18,6
	+4 +6	0,73	2,47	9,0	12,0	17,3	17,3	20,8	17,6
	+8	0,80	2,54	9,2	12,5	17,2	17,8	18,1	18,3
	+10								

Цемент "Алнат" недолговечный, срок его действия не более 3,5 - 4 месяцев, после чего в нем появляются трещины. Основным условием сохранения цемента является предотвращение его от попадания влаги. Отсыревший цемент к применению непригоден.

Для ускорения схватывания бетона применяются следующие вещества.

1. Хлористый кальций (CaCl₂). Добавляется 7-10% от веса цемента.

2. Соляная кислота (HCl). При добавлении ее 1-1,5% от веса цемента увеличивает скорость схватывания в два раза.

3. Сода (Na₂ CO₃). Добавляется 5-6% от веса цемента.

4. Жидкое стекло (Na₂SO₂+H₂O). Добавляется 10-12% от веса бетона.

Лучшими добавками-ускорителями является хлористый кальций и соляная кислота; они значительно ускоряют процесс схватывания. Сода и жидкое стекло, немного увеличивая скорость схватывания бетона, значительно уменьшают его механические характеристики.

В качестве заполнителей применяются песок и гравий. Заполнители должны быть по возможности промытые и очищенные от жира, или нефти, земли. Кирпич должен быть очищен от раствора и штукатурки.

Может применяться любая вода, за исключением содержащая жиров, растительных масел, нефти, сахар, кислоты (болотная, торфяная, сточная и т.п.). При применении морской воды плотность бетона падает на 10%. Для проверки пригодности воды производится пробный замес.

В основные части бетона входят цемент, песок, щебень или гравий.

В практике подводного бетонирования наиболее всего распространенными стали растворы, приведены в табл. 6.

Пропорции компонентов бетона состоят исключительно по весу однако в аварийно-спасательной деле можно допустить объемные соотношения компонентов бетона, сделав изменение по весу только один раз. Приготовление раствора и бетона из цемента Байдалина "Алнат" проводится по весовой пропорции.

Таблица 6. Основные части бетона
Table 6. The main parts of concrete

Раствор		Наполнитель			Бетон
Цемент в бочках	Песок в бочках	Гравий в бочках	Щебень в бочках	Пропорция (объемная)	
1	1	-	-	1:1	Жирный
1	1	1	-	1:1:1	
1	2	1	-	1:2:1	
1	2	1	1	1:2:2	Пресный
1	2,5	1,5	1	1:2,5:2,5	

В графе "пропорция" указанные соотношения: цемент - песок - заполнитель (гравий, щебень).

Род и количество заполнителя оказывают существенное влияние на плотность бетона. Чем жирнее бетон или раствор, тем он прочнее.

Составляющие бетон элементы погружаются ведром. Засыпка в составляющих производится в следующем порядке: засыпают щебень, разравнивая его у бортов, оставляя посередине свободную часть дна на 150-200 мм. Слой щебня насыпают песок, на песок во второй раз насыпают гравий (щебень), на гравий укладывают кирпич. Смесь тщательно перемешивают. От качества этой работы зависит однородность и прочность бетона.

На приготовленную смесь льют воду до тех пор, пока смесь не перестанет сыпаться с лопаты и не примет вид сырой земли. Нормальный бетон должен иметь консистенцию густого теста. В холодное время года (до -5°) при замесе бетона на пресной воде к ней добавляется соль из расчета около двух горстей на ведро воды. Хорошо также подогреть воду, но не выше 30° . Эта мера нужна только для бетона, приготовленного на портланд-цементе.

Закладываемый бетон, до его окончательного затвердевания не должен подвергаться фильтрующему действию через пластырь воды, чтобы избежать его размыванию. Части стального корпуса, соприкасающиеся с бетоном, по возможности, доводятся до блеска чистого металла.

Цементирования одного боеприпаса или элементов конструкции тары химического вещества производится на "раз", то есть бетонирование ведется непрерывно от начала до конца. При отсутствии возможности проведения непрерывной цементирования ее следует делать участками, изолируя их стальной перегородкой. Это дает надежное соединение начальной и последующей участков.

В местах, подверженных изгибу, или растяжению, вибрации, необходимо усиливать бетонировку увеличением толщины слоя, закладкой железного (зачищенного) каркаса в виде обрезков угольников, полос и т.п., расположенных в опасном для взлома направлении, установкой специальных упоров.

На подготовленное водолазами место опускают металлическую трубу диаметром 200-300 мм и устанавливают ее вертикально в середину бетонированного квадрата (рис. 2). В верхней части труба имеет воронку.

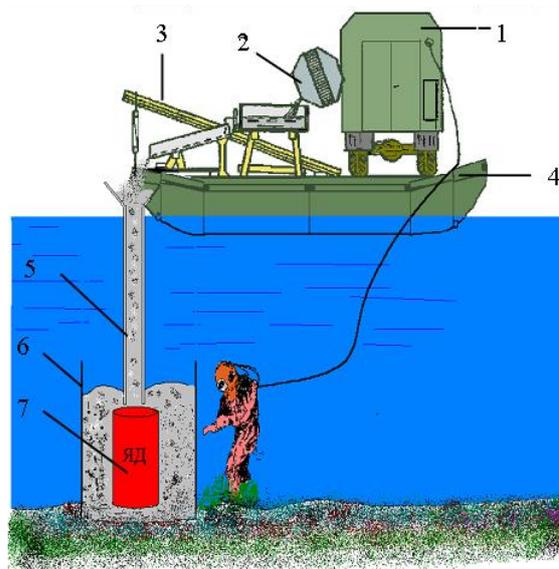


Рис. 2. Схема подачи бетона способом ВПТ: 1 – передвижная рекомпрессионная камера водолазная (ПРС-В); 2 – бетономешалка; 3 – укосина; 4 – паром 60-т; 5 – труба 200-300 мм.; 6 – опалубка; 7 – бочка с химическим веществом

Fig. 2. Supply concrete way vertically moving the duct (VMD): 1 – mobile camera reкомпресиона diving (MCR-D); 2 – concrete mixer; 3 – jib; 4 – ferry 60 tons; 5 – duct 200-300 mm; 6 – shuttering; 7 – barrel chemical

Замешанный в бетономешалке бетон в виде густой и вязкой массы подают в воронку трубы. Трубу по мере накопления бетона на месте укладки поднимают на концах стрелы или укосины (треноги).

Применение вертикальное перемещающейся труб требует соблюдения следующих условий:

- 1) бетон должен подаваться по трубе непрерывным потоком;
- 2) нижний конец трубы всегда должен быть погружен в массу укладываемого бетона;
- 3) размеры опалубки должны позволять при бетонировании держать трубу все время в вертикальном положении и обходиться без последующего выравнивания поверхности бетона.

Подготовка места и способы укладки бетона под водой.

Основным условием, которое должно быть соблюдено при всех способах укладки бетона, является подготовка места бетонирования. Хорошее очистка места бетонирования и его ограждения обеспечивают надежное схватывания бетона и его не вымывание.

Для более надежного образования бетонного саркофага в него укладывается проволока или круглое железо. Для этого наверху по размерам нарубают куски проволоки или круглого железа и делают из них решетчатое перекрытие или габион (рис. 3).

При подаче бетона способом ВПТ водолаз, находясь у устья трубы, наблюдает за появлением бетона и сообщает о поступлении раствора на место укладки. Поступление считается нормальным, если

бетон вокруг трубы начинает постепенно подниматься и слегка ползти в стороны. По мере уменьшения раствора в воронку добавляют бетон и подают его непрерывно. Если движение раствора замедлился или совсем прекратился, то трубу осторожно приподнимают. Одновременно дают распоряжение водолазу наблюдать за ее устьем; он должен рукой прощупывать в растворе край трубы и, как только почувствует, что он приближается к поверхности уложенного бетона, сигнализировать о прекращении подъема трубы. Нельзя допускать, чтобы край трубы выходил из бетона, так как из нее может высыпаться весь раствор и труба наполнится водой, что приведет к прекращению процесса бетонирования.

Если на стыках участков уложенный бетон имеет разный уровень, водолазы выравнивают его поверхность, медленно сдвигая раствор во впадину. Когда весь участок забетонирован водолаз выходит на поверхность, трубу забирают и ждут затвердевания бетона.

Контрольное водолазное обследование участка, бетонирования проводится водолазами в период затвердевания и после полного затвердевания бетона.

После двух-трех суток бетонирования водолаз должен наощупь проверить твердость бетона. Для определения структуры бетона нужно ножом отрезать кусочки еще слабо застывшего бетона, и вынести их на поверхность.

Когда бетон полностью затвердеет, водолазы отдают крепления опалубки и забирают ее.

После освобождения участка бетонирования от опалубки делают контрольное водолазное обследование поверхности уложенного бетона.

Водолаз должен определить степень плотности бетона. Если в нем обнаружены полости, нужно определить их местонахождение относительно краев забетонированного участка и измерить их.

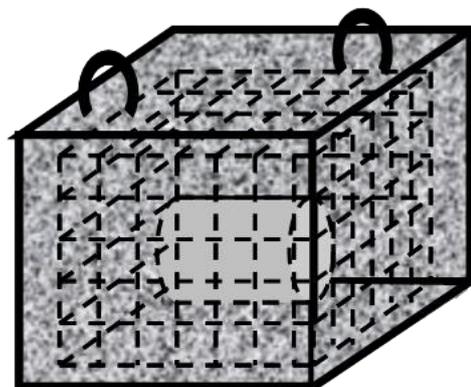
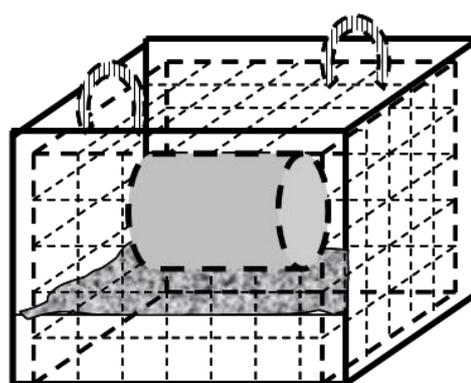
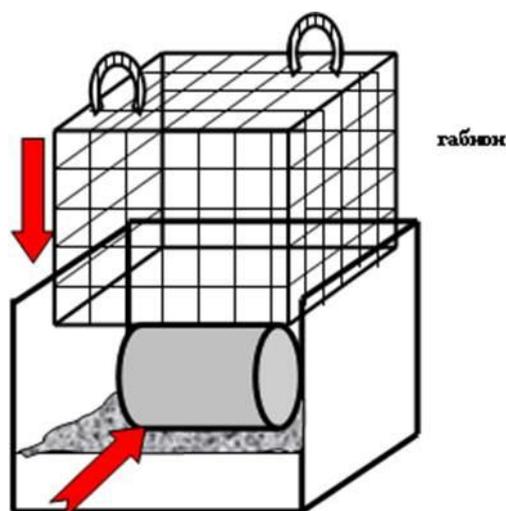
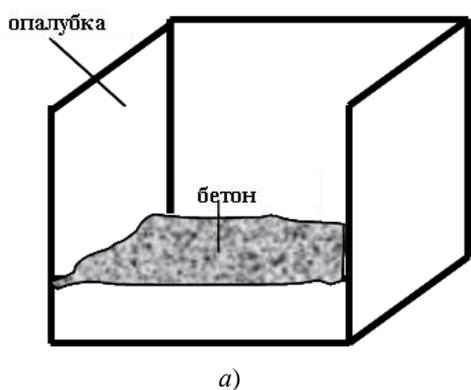


Рис. 3. Этапы бетонирования: *а* – подготовка опалубки и первоначальная подача бетона; *б* – установка опалубки и габиона на емкость с химическим веществом; *в* – подготовленные опалубка и габион к подаче бетона; *г* – готовый саркофаг с емкостью химического вещества к подъему на поверхность

Fig. 3. Stages of concrete: *a* – preparation of the formwork and the initial supply of concrete; *б* – formwork and installation of the gabiion to the container with the chemical; *в* – prepared formwork and concrete gabiion for filing; *г* – ready sarcophagus with a capacity of a chemical to rise to the surface

После контрольного водолазного обследования составляется акт, в котором дают оценку выполненного бетонирования. Если работа признается удовлетворительной, химический боеприпас (вещество) в бетонном саркофаге поднимают на поверхность.

ВЫВОДЫ

В статье рассмотрена нетипичная задача, а именно – ликвидация чрезвычайной ситуации по появлению химических веществ в акваториях, которая не была описана ни в одной литературе.

В результате изучения и обобщения опыта, нами установлено, что существует несколько способов ликвидации химических боеприпасов (веществ) в акваториях, а именно: химический способ, бактериологический и комплексный.

При проведении анализа этих способов установлено, что они не соответствуют международным требованиям и имеют ряд недостатков.

Для ликвидации такой чрезвычайной ситуации, нами предложен способ бетонирования, который, по нашему мнению, на сегодняшний день, является одним из основных способов обезвреживания химических боеприпасов (веществ) в водных акваториях.

Предложенный нами метод можно использовать как на территориях Украины в акваториях Черного моря, так и других государствах прилегающих к Черному и Балтийскому морям.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Указ Президента Украины № 602/99** о создании Государственного координационного центра реагирования на чрезвычайные ситуации на водных объектах и подчиненных ему региональных центров. (Украина).
2. **Приказ Министерства Украины** по вопросам чрезвычайных ситуаций и по делам защиты населения от последствий Чернобыльской катастрофы № 168 от 16. 06. 1999 года об организации выполнения Указа Президента Украины "О совершенствовании системы реагирования на чрезвычайные ситуации на водных объектах. (Украина).
3. **Кузин В.П. 1949.** Справочник специалиста аварийно-спасательной службы ВМФ Часть III, – военное издательство министерства обороны СССР. Москва, 233.
4. **Буленков С.Е. 1965.** Водолазные работы: справочник / Тюрин В.И., Самойлов Б.П., – военное издательство министерства обороны СССР. Москва, 259.
5. **Клименко Н.А. 1948 р.** Учебник легководолаза военно-морских сил. / Павловский К.А., Максименко В.П. - военное издательство министерства обороны СССР. Москва, 171.
6. **Подготовка водолазов инженерных войск 1980.** Военное издательство министерства обороны СССР, Москва, 447.
7. **Учебник водолаза инженерных войск. 1960.** военное издательство министерства обороны СССР. Москва, 270.
8. **Меренов, И.В. 1977.** Легководолазное дело. Москва, издательство Транспорт, 240.
9. **Меренов И.В. 1971.** Водолазные работы. Москва, издательство Транспорт, 308.
10. **Веремеев Ю.Г.** <www.saper.etel.ru/kniz-polka/kniz-polka.html>.
11. **Жуков С. 1997.** Современные средства противоминной борьбы / С. Жуков // Зарубежное военное обозрение. – № 5. 26–32.
12. **Международные стандарты 1996.** По проведению операций по разминированию, в рамках гуманитарных акций под эгидой ООН // ООН, 75.
13. **Драпак Р. 2009.** Опасные объекты на украинской карте / Р. Драпак, С. Зятьев // Народная армия. – № 16-17 (4140-4141). (Украина).
14. **Об организации работ** по выявлению, обезвреживанию и уничтожению взрывоопасных предметов на территории Украины и взаимодействию во время их выполнения: Приказ № 405/223/625/455 от 27.05.2008 г. Министерства Украины по вопросам чрезвычайных ситуаций и по делам защиты населения от последствий Чернобыльской катастрофы, Министерства Оборона Украины, Министерства транспорта и связи Украины, Администрации Государственной пограничной службы Украины *Електронні варіанти зразків можна знайти за електронною адресою: <http://www.zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0591-08>. (Украина).*
15. **Окипняк Д.А. 2008.** Защита населения от взрывоопасных предметов: проблемы, теория, практика и международный опыт: учебное пособие / Ментус И.Е., Озимовський А.С., Окипняк Д.А., Миколайчук Г.А. – Каменец-Подольский, 132. (Украина).
16. **Руководство по водолажным работам 1965.** В Сухопутных войсках. М.: Военное издательство МО СССР, 258.
17. **Программа обезвреживания взрывоопасных предметов** времен Второй мировой войны в районе городов Севастополя и Керчи на 2000-2005 годы: Постановление Кабинета министров от 31.01.2001 г. № 175 *Електронні варіанти зразків можна знайти за електронною адресою: [// www. google. com. Ua / search?q](http://www.google.com/Ua/search?q).*
18. **Окипняк Д.А. 2014.** Инструкция по водолажным работам в Вооруженных Силах Украины / Окипняк Д.А. Гапоненко А.М., Руснак В.М., Чекашкин И.Ю. // Утверждена приказом Министерства обороны Украины 14.01.2014 г. № 25 // Зарегистрировано в Министерстве юстиции Украины 24 февраля 2014 за № 306/25083 – М.: Издательство Министерство обороны Украины, 269.

19. Рекомендации по организации поиска, обезвреживания и уничтожения взрывоопасных предметов во время ликвидации последствий пожаров (взрывов) на артиллерийских арсеналах, базах и складах. Электронні варіанти зразків можна знайти за електронною адресою: otherreferats.allbest.ru/war.
20. **Сидоренко В.Л. 2008.** Анализ современного состояния безопасности складов боеприпасов / В.Л. Сидоренко, С.И. Азаров // Сб. научн. работ Харьковского университета Воздушных Сил им. И. Кожедуба. Вып. 1 (16). 133-135.
21. **Himicheskoe oruzhie. Rabota nad oshibkami. 2004.** Документальный фильм. XviD.SATRip. bobbybrown.
22. **Радько И. 2013.** Разработка экологически безопасных контактов деталей для электрических аппаратов // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences – Lublin, – Vol. 15. № 4. 43-47.
23. **Думенко И. 2014.** Современные методы и методологические подходы к преподаванию дисциплины «Безопасность жизнедеятельности» // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences – Lublin, – Vol. 16. № 2. 97-102.

WATER POLLUTION CHEMICALS AND FINDING WAYS AND METHODS OF SOLVING THIS PROBLEM

Summary. Today in Ukraine there is a problem of staining of the chemical in the Black Sea. Killed fauna and flora. All would be nothing if not having been killed by the divers. As a result of the investigation it was found that these "would-be divers" have found a sunken ship with German chemicals that was in aluminum 200-liter barrels for forgetting about the security measures, the rules of conduct in the pursuit of easy prey to deliver colored metal began to raise them to the surface. According to the laws of physics at the rise to the surface and removing the pressure around the drums is their collapse and depressurization. In the study of the issue found that in the first place is not the only ship with the cargo and the only place in the Black Sea, secondly except chemicals detected chemical munitions, the third about the same situation in the Baltic Sea

The article examines the effects of man-made emergency situations (ES), namely the appearance of the chemical (munitions) substances in the waters of the Black and Baltic seas. Makes proposals to eliminate such an emergency, and ways of organizing the task, the elimination of the environmental safety of water and land resources of the regions adjacent to these water areas

Due to the fact that in Ukraine there is no place for the disposal of chemicals decided chemicals and containers (200l. Drums) that appear on the surface of the waters disposed of on site concrete way of visiting.

Key words: emergency, waters area, underwater concreting, ecological safety.

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Виталий Камышлов, Виктор Дубик, Олег Горбовой, Пётр Кунинин, Михаил Бобровский.</i> ПОДЧИНЕННЫЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОДВИЖУЩЕЙ СИЛОЙ (СКОРОСТЬЮ) ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ ПОСТОЯННОГО ТОКА.....	3
<i>Andrei Boris, Nicholay Boris, Valeriy Grubiy, Oleg Tkach, Elena Tkachenko.</i> WIRELESS TORQUE METER.....	13
<i>Василий Ткачук, Владлен Девин.</i> ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ РАСЧЕТА ЗВЕНЬЕВ ЦЕПИ КОНВЕЙЕРА ИЗ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ.....	17
<i>Оксана Гонсьор.</i> МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВУХЭЛЕКТРОДНОГО ПЕРВИЧНОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ.....	21
<i>Игорь Дмитрив, Василий Дмитрив.</i> АЛГОРИТМЫ ДИАГНОСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.....	27
<i>Вячеслав Братишко.</i> ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ВИНТОВОГО ГРАНУЛЯТОРА КОРМОВ.....	35
<i>Роман Кузьминский, Олег Соколовский, Роман Шеремета.</i> ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ЗЕРЕН ПШЕНИЦЫ ПРИ СЖАТИИ.....	41
<i>Александр Гринченко, Алексей Алферов.</i> МЕТОДОЛОГИЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ НАДЕЖНОСТИ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ.....	47
<i>Анатолий Лебедев, Михаил Шуляк.</i> ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ АГРОТЕХНОЛОГИЙ В РАСТЕНИЕВОДСТВЕ К ИЗМЕНЕНИЮ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ.....	53
<i>Сергей Шевченко.</i> ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ГОТОВНОСТИ МАШИНЫ ПРИ ПЕРИОДИЧЕСКОЙ РАБОТЕ И ДВУХЭТАПНОМ ПРОЦЕССЕ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПОСЛЕ ОТКАЗА.....	59
<i>Александр Полянський, Алексей Дьяконов, Василий Дьяконов.</i> МИРОВОЙ И ОТЕЧЕСТВЕННЫЙ ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГИБКИХ ТЕХНОЛОГИЙ ПОДГОТОВКИ И УТИЛИЗАЦИИ РАСТИТЕЛЬНЫХ ОТХОДОВ.....	67
<i>Антон Войтов, Иван Бойко.</i> ОБОСНОВАНИЕ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН.....	73
<i>Дмитрий Окипняк, Анатолий Окипняк, Мирослав Тиш.</i> ЗАГРЯЗНЕНИЕ АКВАТОРИИ ХИМИЧЕСКИМИ ВЕЩЕСТВАМИ.....	83

List of the Reviewers

- | | | | |
|----|---------------|-----|--------------|
| 1. | O. Bakhmat | 7. | O. Bohomolov |
| 2. | I. Bendera | 8. | I. Zin |
| 3. | I. Vodyanuk | 9. | V. Pastuhov |
| 4. | A. Rudj | 10. | N. Bakum |
| 5. | T. Prylypko | 11. | A. Lebedev |
| 6. | A. Kozachenko | 12. | I. Bojko |

Editors of the “MOTROL” magazine of the Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture would like to inform both the authors and readers that an agreement was signed with the Interdisciplinary Centre for Mathematical and Computational Modelling at the Warsaw University referred to as “ICM”. Therefore, ICM is the owner and operator of the IT system needed to conduct and support a digital scientific library accessible to users via the Internet called the “ICM Internet Platform”, which ensures the safety of development, storage and retrieval of published materials provided to users. ICM is obliged to put all the articles printed in the “MOTROL” on the ICM Internet Platform. ICM develops metadata, which are then indexed in the “Agro” database.

We are pleased to announce that the magazine “MOTROL – Motorization and Energetics in Agriculture” (ISSN 1730-8658) has undergone a positive evaluation of the IC Journals Master List 2013, the result of which is granting the ICV Index (Index Copernicus Value) 6.56 pts. The resulting score was calculated on the basis of a survey submitted by the Editorial Team as well as assessments made by the professionals from Index Copernicus. We invite you to familiarize yourself with the methodology of IC Journals Master List evaluation:

<http://journals.indexcopernicus.com/masterlist.php?q=motrol>

Impact factor of the “MOTROL” journal according of the Commission of Motorization and Energetics in Agriculture is 2,4 (August 2016).

GUIDELINES FOR AUTHORS (2016)

The journal publishes the original research papers. The papers (min. 8 pages) should not exceed 12 pages including tables and figures. Acceptance of papers for publication is based on two independent reviews commissioned by the Editor.

Authors are asked to transfer to the Publisher the copyright of their articles as well as written permissions for reproduction of figures and tables from unpublished or copyrighted materials.

Articles should be submitted electronically to the Editor and fulfill the following formal requirements:

- Clear and grammatically correct script in English,
- Format of popular Windows text editors (A4 size, 12 points Times New Roman font, single interline, left and right margin of 2,5 cm),
- Every page of the paper including the title page, text, references, tables and figures should be numbered,
- SI units should be used.

Please organize the script in the following order (without subtitles):

Title, Author(s) name (s), Affiliations, Full postal addresses, Corresponding author's e-mail
Abstract (up to 200 words), Keywords (up to 5 words), Introduction, Materials and Methods, Results, Discussion (a combined Results and Discussion section can also be appropriate), Conclusions (numbered), References, Tables, Figures and their captions

Note that the following should be observed:

An informative and concise title; Abstract without any undefined abbreviations or unspecified references; No nomenclature (all explanations placed in the text); References cited by the numbered system (max 5 items in one place); Tables and figures (without frames) placed out of the text (after References) and figures additionally prepared in the graphical file format jpg or cdr.

Make sure that the tables do not exceed the printed area of the page. Number them according to their sequence in the text. References to all the tables must be in the text. Do not use vertical lines to separate columns. Capitalize the word 'table' when used with a number, e.g. (Table1).

Number the figures according to their sequence in the text. Identify them at the bottom of line drawings by their number and the name of the author. Special attention should be paid to the lettering of figures – the size of lettering must be big enough to allow reduction (even 10 times). Begin the description of figures with a capital letter and observe the following order, e.g. Time(s), Moisture (% vol), (% m³m⁻³) or (% gg⁻¹), Thermal conductivity (W m⁻¹K⁻¹).

Type the captions to all figures on a separate sheet at the end of the manuscript.

Give all the explanations in the figure caption. Drawn text in the figures should be kept to a minimum. Capitalize and abbreviate 'figure' when it is used with a number, e.g. (Fig. 1).

Colour figures will not be printed.

Make sure that the reference list contains about 30 items. It should be numbered serially and arranged alphabetically by the name of the first author and then others, e.g.

7. Kasaja O., Azarevich G. and Bannel A.N. 2009. Econometric Analysis of Banking Financial Results in Poland. Journal of Academy of Business and Economics (JABE), Vol. IV. Nr 1, 202–210.

References cited in the text should be given in parentheses and include a number e.g. [7].

Any item in the References list that is not in English, French or German should be marked, e.g. (in Italian), (in Polish).

Leave ample space around equations. Subscripts and superscripts have to be clear. Equations should be numbered serially on the right-hand side in parentheses. Capitalize and abbreviate 'equation' when it is used with a number, e.g. Eq. (1). Spell out when it begins a sentence. Symbols for physical quantities in formulae and in the text must be in italics. Algebraic symbols are printed in upright type.

Acknowledgements will be printed after a written permission is sent (by the regular post, on paper) from persons or heads of institutions mentioned by name.