

РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ ГІДРОПРИВОДА АКТИВНОГО РОБОЧОГО ОРГАНА МОБІЛЬНОГО ПОДРІБНЮВАЧА ВІДХОДІВ ДЕРЕВИНИ

Приведен анализ перспектив использования гидропривода рабочих органов в мобильном измельчителе для привода дробящего диска. Представлена разработанная математическая модель гидропривода мобильного измельчителя отходов древесины.

The analysis of the prospects for hydraulic working bodies in the mobile crushing machine for crushing the disk drive. The developed mathematical model of the hydraulic mobile shredder waste timber.

Вступ

Відходи деревини — одна з найбільш перспективних складових біоенергетики України. Щорічно в результаті роботи промислових та комунальних підприємств у нашій державі утворюється від 7 до 10 млн. м³ відходів деревини. Відходи останніми роками почали активно використовувати для виробництва альтернативних видів палива, таких як: паливні брикети, гранули, пелети та щепи. Щепи також ефективно використовують у якості декоративного мульчуючого елементу в скверах і парках та промислових садових насадженнях. Однак існують певні складнощі, пов'язані з переробкою відходів деревини, отриманих в результаті очисних робіт дорожніми службами, енергетиками та залізничниками. Оскільки очистка часто проводиться на значній відстані від місць накопичення та переробки даних відходів, виникла потреба у розробці ефективного мобільного обладнання для переробки відходів деревини на місцях зрубу.

Сучасний стан розвитку техніки вимагає застосування засобів, які забезпечили б підвищення продуктивності технологічних операцій, збільшили вихід якісної сировини, зменшили витрати коштів та енергоносіїв. У переважній більшості сучасних технологічних машин для привода робочих органів застосовують гідравлічні системи, які можуть забезпечувати необхідні параметри технологічних процесів при відносно незначних габаритних розмірах і масі. Для деяких технологічних операцій використовують електричний чи електромеханічний привод. Але в умовах використання мобільних машин безальтернативним є гідравлічний привод [1].

Широке використання гідропривода у мобільній техніці перш за все зумовлене його відомими перевагами, які однак можуть бути реалізовані лише при правильному проектуванні і експлуатації гідрофікованих машин. Недоліки гідропривода виявляються у втратах робочої рідини через витікання, втратах на тертя, зниженні ККД, викликаного розігрівом робочої рідини. Ці недоліки можна звести до мінімуму через проведення математичного моделювання [2].

Опис нової конструкції

Недоліком більшості мобільних агрегатів є їх низька продуктивність і неможливість продуктивно переробляти у щепу хмиз з товщиною стовбура завбільшки 10 см. Ця проблема вирішується при використанні стаціонарних машин, вони здатні переробляти у щепу гілки товщиною до 15 см і вище з продуктивністю до 4 м/год. Через те, що товщина стовбура більшості гілок, які отримано в результаті очисних робіт, не перевищує 15 см, ці машини якнайкраще підходять для використання в наших умовах. Потужність стаціонарної машини 30 кВт, продуктивність до 20 м³/год, розмір щепи від 8 до 40 мм у залежності від кількості ножів.

Отже, пропонується розробка мобільного агрегата на базі первинного подрібнювача відходів деревини DP 660 E за рахунок заміни стаціонарного двигуна потужністю 30 кВт мобільним енергозасобом.

Для проведення досліджень роботи мобільного агрегата проведено модернізацію коренезбиральної машини КС-6Б наступним чином. Проведено демонтаж вивантажуючого транспортера з землеподрібнювачем, на його місце на рамі встановлено рубальну машину DP 660 E виробництва фірми "Олнова" без електродвигуна. Привод рубальної машини виконано із застосуванням гідромотора МП-90. Модернізована гідростатична трансмісія складається з регульованого насоса НП-90 і двох гідромоторів МП-90. Працює модернізована машина наступним чином. При переїзді до місця лісозаготівлі в машині використовують насос НП-90 3 і гідромотор МП-90 16. Коли машина прибула до місця роботи, розподільник 19 переводиться у положення Б, а розподільник 7 у положення Б1, що приводить в дію гідромотор МП-90 10 і відключає гідромотор МП-90 16. Подача хмизу проводиться робітником вручну. По завершенні роботи рубальної машини розподільник 19 переводиться в положення А, а розподільник 7 у положення А1, це призводить до вимкнення гідромотора 10 і ввімкнення гідромотора 16 для руху машини (рисунк 1).

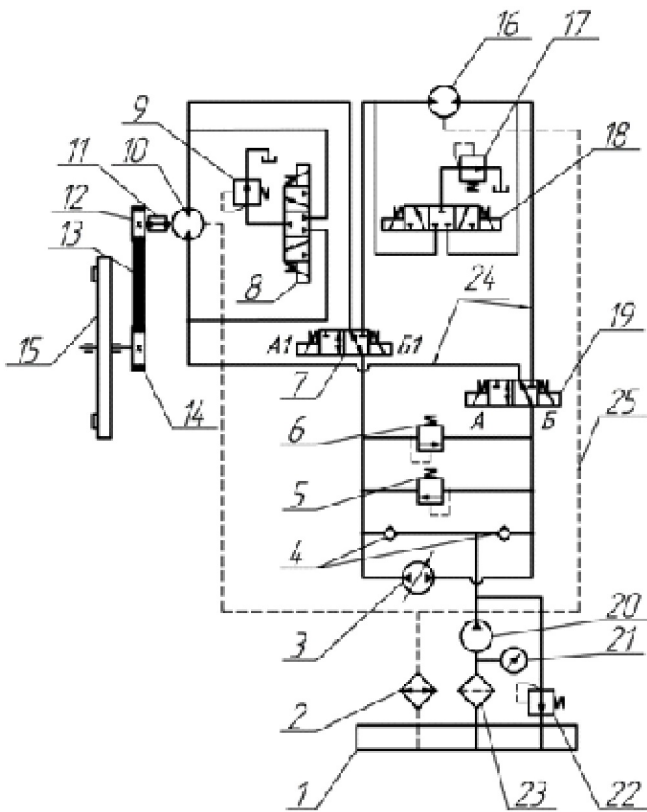


Рисунок 1 — Модернізована схема гідростатичної трансмісії коренезбиральної машини КС-6Б:
 1 — закритий гідробак; 2 — радіатор; 3 — регульований гідронасос; 4 — запобіжні клапани;
 5–6 — перепускні клапани; 7, 8, 18, 19 — гідророзподільник; 9, 17, 22 — зливні клапани;
 10 — гідромотор привода рубального диска;
 11 — підшипники; 12 — ведучий шків; 13 — пасова передача; 14 — ведений шків; 15 — рубальний диск; 16 — гідромотор привода ведучих коліс;
 20 — гідронасос підкачки;
 21 — манометр; 23 — фільтр; 24 — гідропроводи;
 25 — дренажний гідропровод.

Модернізація дозволила підвищити ефективну потужність рубальної машини за рахунок використання гідропривода, дає можливість регулювання частоти обертання активного робочого органа (подрібнюючого диску), забезпечує можливість реверсу.

Математичне моделювання

Для дослідження динаміки гідропривода подрібнювача виконано математичне моделювання його роботи.

Проводимо моделювання лише системи привода активного робочого органа, ділянка з приводом ведучих коліс до уваги не приймалась.

При розробці математичної моделі гідропривода подрібнювача прийнято такі спрощення:

- коефіцієнт стисливості робочої рідини змінюється несуттєво зі зміною тиску і тому вважається постійним;

- витрати рідини на перетікання з області високого тиску в область низького тиску прямо пропорційно залежать від перепаду тисків на межі цих областей і характеризуються коефіцієнтом перетікання робочої рідини σ ;
- величина перепаду тиску між фільтром і гідронасосом незначна, тому до уваги не приймається [3];
- тепловий режим системи вважається сталим;
- втрати на в'язке тертя в гідромоторі пропорційні швидкості обертання;
- хвильові процеси у трубопроводах не розглядаються в зв'язку з невеликою протяжністю;
- втрати тиску в розподільнику невеликі, тому теж не враховувались в розрахунках.

Спрощену розрахункову схему гідропривода подрібнювача показано на рисунку 2.

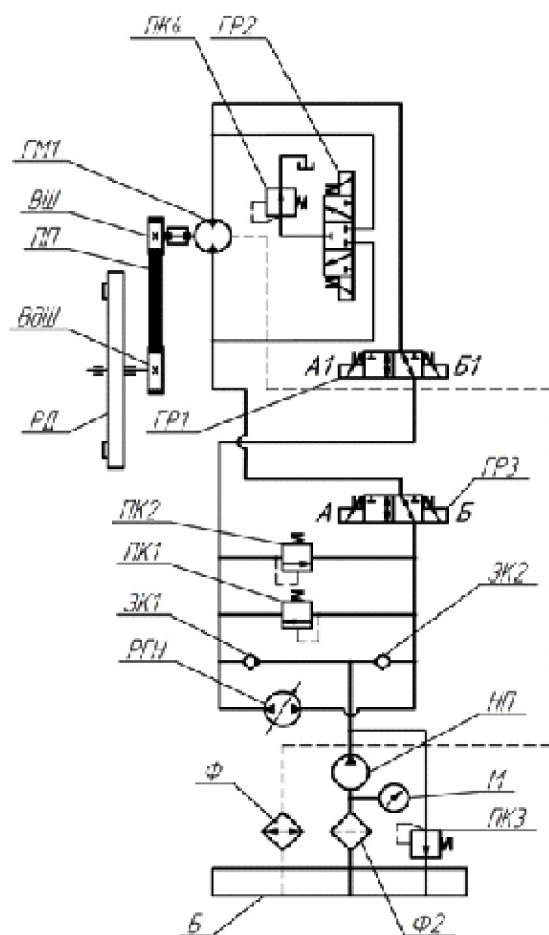


Рисунок 2 — Конструктивно-функціональна схема механізму.

Дана система складається з резервуару (баку) для робочої рідини Б; фільтра Ф; холодильника Х; регульованого гідронасоса РГН; зворотних клапанів — ЗК1, ЗК2; перепускних клапанів ПК1, ПК2, ПК3, ПК4; гідророзподільників — ГР1, ГР2, ГР3; зливного клапана ЗлК1; манометра М, гідромотора ГМ, який приводить в рух привод-

ний шків пасової передачі — ПП, ріжучого диска — РД, ведучий шків — ВШ, ведений шків — ВдШ; насос підкачки — НП.

Крутний момент від приводного шківця передається через пасову передачу ПП до веденого шківця, який в свою чергу передає крутний момент на робочі органи, цим самим приводить в рух ріжучий диск РД.

На рисунку 3 показано розрахункову схему гідропривода механізму подрібнення.

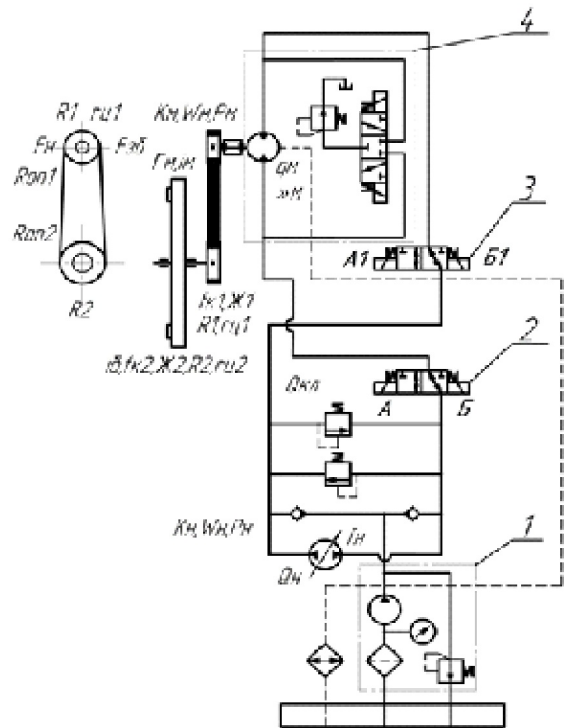


Рисунок 3 — Розрахункова схема механізму подрібнення.

При складанні математичної моделі було прийнято такі спрощення:

- механізм підкачки 1 вмикається до запуску основної системи;
- механізм працює в стаціонарному режимі, гідророзподільники 2 і 3 залишаються в положеннях Б та Б1;
- запобіжний механізм 4, об'єднаний з приводним гідромотором, входить до його конструкції.

На розрахунковій схемі позначено:

- Q_n — витрати насоса;
- $Q_{кл.}$ — витрати рідини через клапан;
- K_n — коефіцієнт, який характеризує втрати в напірній магістралі;
- W_n — об'єм напірної магістралі;
- P_n і P_m — тиск у напірній і підвідній магістралі;
- f_n — площа дросельного отвору;
- Q_m — витрата рідини, яка проходить через робочі камери гідромотора;

K_m — коефіцієнт, який характеризує втрати у магістралі підведення рідини до гідромотора;

W_m — об'єм магістралі підведення рідини до гідромотора;

P_m — тиск у магістралі при вході до гідромотору;

q_n і q_m — робочий об'єм насоса і гідромотора;

λ_m — коефіцієнт механічних втрат у гідромоторі;

σ_m і σ_n — коефіцієнт перетоків між порожнинами гідромотора і насоса;

I_m — момент інерції, який враховує інерційні властивості вала гідромотора, приводного шківця та решту деталей, які обертаються в даному вузлі;

$f_{к.1}$ і $f_{к.2}$ — коефіцієнти тертя кочення;

Φ_1 і Φ_2 — кутова швидкість обертання приводного та веденого валів;

R_1 і R_2 — радіуси приводного та веденого шківців;

$r_{н.1}$ і $r_{н.2}$ — радіус цапфи (вала) приводної та веденої;

$R_{оп.1}$ і $R_{оп.2}$ — реакції в опорах приводного і веденого валів;

F_n і $F_{зб.}$ — набігаюча та збігаюча сили на шківцях.

Спочатку складемо рівняння балансу витрат у напірній магістралі:

$$Q_n = Q_{др.} + Q_{кл.} + Q_{вт.н.} + Q_{ст.н.}, \quad (1)$$

де $Q_{др.}$ — витрата рідини через дросель, $Q_{вт.н.}$ — втрати рідини в напірній магістралі, $Q_{ст.н.}$ — стиснення рідини в напірній магістралі.

$$Q_n = n_n \cdot q_n - \sigma_n \cdot P_n, \quad (2)$$

де n_n — частота обертання насоса.

$$Q_{др.} = f_n \cdot \mu \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{P_n - P_m}, \quad (3)$$

де μ — коефіцієнт витрати; ρ — густина рідини.

$$Q_{кл.} = Q_n - Q_{др.}, \quad (4)$$

$$Q_{вт.н.} = K_n \cdot P_n, \quad (5)$$

$$Q_{ст.н.} = W_n / E \cdot dP_n / dt, \quad (6)$$

де E — модуль пружності робочої рідини.

Отже рівняння (1) матиме вигляд

$$n_n \cdot q_n - \sigma_n \cdot P_n = f_n \cdot \mu \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{P_n - P_m} + Q_{кл.} + K_n \cdot P_n + W_n / E \cdot dP_n / dt. \quad (7)$$

Представимо рівняння (7) у формі Коші:

$$W_n / E \cdot dP_n / dt = f_n \cdot \mu \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{P_n - P_m} + Q_{кл.} + K_n \cdot P_n - n_n \cdot q_n + \sigma_n \cdot P_n. \quad (8)$$

Складемо рівняння балансу витрат в підвідній магістралі до мотора:

$$Q_{др.} = Q_m + Q_{вт.м.} + Q_{ст.м.}, \quad (9)$$

де $Q_{вт.м.}$ — втрати рідини в підвідній магістралі до гідромотора;

$Q_{ст.м.}$ — стиснення рідини в підвідній магістралі до гідромотора,

$$Q_m = n_m \cdot q_m - \sigma_m \cdot P_m. \quad (10)$$

де n_m — частота обертів вала гідромотора,

$$Q_{вт.м.} = K_m \cdot P_m, \quad (11)$$

$$Q_{ст.м.} = W_m / E \cdot dP_m / dt, \quad (12)$$

Отже рівняння (9) набуває вигляду

$$f_n \cdot \mu \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{P_n - P_m} = n_m \cdot q_m - \sigma_m \cdot P_m + K_m \cdot P_m + W_m / E \cdot dP_m / dt \quad (13)$$

Перепишемо рівняння (13) у формі Коші:

$$W_M / E \cdot dP_M / dt = n_M \cdot q_M - \sigma_M \cdot P_M - K_M \cdot P_M + f_{\mu} \cdot \mu \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{P_M - P_{зл}} \quad (14)$$

Рівняння руху вала приводного шківів має вигляд

$$M_{мот.} = M_{прив.шк.} + M_{т.прив.шк.} + M_{ін.прив.шк.} \quad (15)$$

де $M_{мот.}$ — момент, який створюється на валу гідромотора; $M_{прив.шк.}$ — момент, який створюється на приводному шківі; $M_{т.прив.шк.}$ — втрати на тертя в опорах приводного шківів; $M_{ін.прив.шк.}$ — момент сили інерції приводного шківів.

$$M_{мот.} = q_M \cdot (P_M - P_{зл.}) - \lambda_M \cdot (P_M - P_{зл.}), \quad (16)$$

де $P_{зл.}$ — тиск у зливній магістралі,

$$M_{прив.шк.} = (F_{н.} - F_{зб.}) R_1, \quad (17)$$

$$M_{т.прив.шк.} = f_{к.1} \cdot R_{он.1} \cdot r_{ц.1} \cdot \text{sign } d\varphi_1 / dt, \quad (18)$$

де sign — нелінійна функція, яка змінює знак з +1 на -1 у залежності від знака похідної, що дозволяє задати напрямки сили тертя в залежності від напрямку обертання вала.

$$M_{ін.прив.шк.} = I_M \cdot (d^2 \varphi_1) / dt^2. \quad (19)$$

Отже рівняння (15) матиме вигляд

$$q_M \cdot (P_M - P_{зл.}) - \lambda_M \cdot (P_M - P_{зл.}) = (F_{н.} - F_{зб.}) R_1 + f_{к.1} \cdot R_{он.1} \cdot r_{ц.1} \cdot \text{sign } d\varphi_1 / dt + I_M \cdot d^2 \varphi_1 / dt^2, \quad (20)$$

або

$$I_M \cdot d^2 j_1 / dt^2 + f_{к.1} \cdot R_{он.1} \cdot r_{ц.1} \cdot \text{sign } dj_1 / dt = (F_{н.} - F_{зб.}) R_1 + q_M \cdot (P_M - P_{зл.}) - I_M \cdot (P_M - P_{зл.}). \quad (21)$$

Складемо рівняння руху вала веденого шківів:

$$M_{вед.шк.} = M_{тех.нав.вед.шк.} + M_{т.вед.шк.} + M_{ін.вед.шк.}, \quad (22)$$

де $M_{вед.шк.}$ — момент, який створюється на веденому шківі; $M_{тех.нав.вед.шк.}$ — момент технологічного навантаження, який створюється на веденому шківі [6]; $M_{ін.вед.шк.}$ — момент сили інерції на веденому шківі.

$$M_{вед.шк.} = (F_{н.} - F_{зб.}) R_2, \quad (23)$$

$$M_{тех.нав.вед.шк.} = 0,00025 [(Q_u V_{\sigma} S_M n_{мп} K_p L_D) / (p R_r h_{ц} L_{к} V_{сл})] f_{мп}, \quad (24)$$

де Q_u — продуктивність подрібнювача;

V_{σ} — відносна швидкість ножів, м/с;

S_M — площа поверхні навантаженої частини ножа в шарі матеріалу, м²;

$n_{мп}$ — кількість ножів в одному ряду;

L_D — довжина деки, м;

$h_{ц}$ — товщина циркулюючого шару, м;

$L_{к}$ — ширина камери подрібнення, м;

$V_{сл}$ — швидкість шару матеріалу в камері подрібнювача, м/с;

$f_{мп}$ — коефіцієнт тертя руху маси по сталевій поверхні.

$$M_{т.вед.шк.} = f_{к.2} \cdot R_{он.2} \cdot r_{ц.2} \cdot \text{sign } (d\varphi_2 / dt), \quad (25)$$

$$M_{ін.вед.шк.} = I_{\delta} \cdot d^2 \varphi_2 / dt^2. \quad (26)$$

де I_{δ} — момент інерції, який враховує інерційні властивості веденого шківів, вала, подрібнюючого диска та решету деталей, які обертаються в даному вузлі.

Отже дане рівняння матиме вигляд:

$$(F_{н.} - F_{зб.}) R_2 = 0,00025 \frac{Q_u V_{\sigma} S_M n_{мп} K_p L_D}{\pi R_p h_{ц} L_{к} V_{сл}} \square_{мп} + f_{к.2} \cdot R_{он.2} \cdot r_{ц.2} \cdot \text{sign } \frac{d\varphi_2}{dt} + I_{\delta} \cdot \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2}. \quad (27)$$

Після перетворень отримуємо

$$I_{\delta} \cdot \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + f_{к.2} \cdot R_{он.2} \cdot r_{ц.2} \cdot \text{sign } \frac{d\varphi_2}{dt} = 0,00025 \frac{Q_u V_{\sigma} S_M n_{мп} K_p L_D}{\pi R_p h_{ц} L_{к} V_{сл}} \square_{мп} + (F_{н.} - F_{зб.}) R_2. \quad (28)$$

Висновки

Складені рівняння відповідають представленій структурній схемі, яку зображено вище, їх можна використовувати в подальшому для математичного моделювання роботи гідравлічного привода та визначення раціональних значень його параметрів.

Література

1. Дубінський, В.В. Математична модель вібраційного гідравлічного привода преса для утилізації відходів деревообробних підприємств / В.В. Дубінський, С.П. Кулініч, В.П. Чуйко // Промислова гідравліка і пневматика. — 2010. — 1(27). — С. 81—85.
2. Бондаренко, В.Н. Расчет гидравлического привода технологических машин / В.Н. Бондаренко. — Белгород: Бел ГТАСМ, 1988. — 100 с.
3. Березюк, О.В. Розробка та дослідження нової структури екологічної машини для очистки населених пунктів від твердих відходів [Електронний ресурс]: стаття / О.В. Березюк // Режим доступу до статті.: www.nbu.gov.ua/portal/natural/Stmkb/2008/Statti/110.pdf.
4. Воронов, А.А. Теория линейных систем автоматического управления / А.А. Воронов. — М.: Высш. шк., 1986. — 367 с.
5. Нетушил, А.В. Теория автоматического управления. Учеб. для ВУЗов / А.В. Нетушил. — М.: Высш. шк., 1976. — 400 с.
6. Василенко, П.Н. Методика побудови математичних моделей функціонування мобільних машин та машинних агрегатів / П.Н. Василенко, В.П. Василенко. — К.: Аграрна наука, 1996. — 24 с.
7. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы / В.К. Свешников, А.А. Усов // Справочник. — М.: Машиностроение, 1988. — 512 с.

Надійшла 20.09.2012 року

Поздравляем юбиляра!

Валерий Николаевич Бадах 26 января 2013 отмечает свое 60-летие



Бадах Валерий Николаевич родился 26 января 1953 года в городе Полтава. В 1970 году после окончания средней школы поступил на механический факультет Киевского института инженеров гражданской авиации, который окончил в 1976. После окончания института работал на кафедре гидравлики в должности заведующего лабораторией, а затем младшего научного сотрудника.

В 1984 году защитил кандидатскую диссертацию. Ученое звание – старший научный сотрудник. В 1989 проходил стажировку в Высшей технической школе в Праге.

В настоящее время работает в должности старшего научного сотрудника Научно-исследовательской части Национального авиационного университета. Проводит исследования в области струйной техники и водяных струйных технологий высоких давлений.

Принимал участие в создании струйных систем управления самолетами, комплекса оборудования водяных струйных технологий для очистки поверхностей, систем очистки воды, оборудования для утилизации автопокрышек. В настоящее время проводит разработки в области

применения водяных струйных технологий в медицинской практике. Имеет более 70 научных и учебно-методических публикаций, 15 патентов и авторских свидетельств.

Принимал активное участие в создании Ассоциации специалистов промышленной гидравлики и пневматики. С 1995 года возглавляет работу исполнительной дирекции ассоциации. С 2003 является заместителем главного редактора Всеукраинского научно-технического журнала «Промышленная гидравлика и пневматика». Ведет активную работу по организации проведения Международных научно-технических конференций.

Награжден медалью Т.М. Башты.

**С наилучшими пожеланиями
Редакция журнала**