

Міністерство аграрної політики України
Таврійський державний агротехнологічний
університет

ПРАЦІ
Таврійського
державного
агротехнологічного
університету



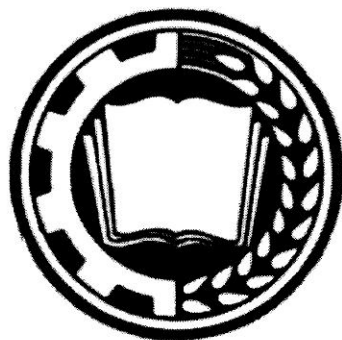
Випуск 10
Том 9

*До 75-річчя кафедри
«Мобільні енергетичні засоби»*



м. Мелітополь

Міністерство аграрної політики України



ПРАЦІ
Таврійського державного
агротехнологічного університету

Випуск 10 Том 9

Наукове фахове видання

Мелітополь – 2010 р.

УДК 621.311:631

ПЗ.8

Праці / Таврійський державний агротехнологічний університет. –
Вип. 10. Т. 9. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – 286 с.

Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ,
Протокол № 3 від 28 вересня 2010 р.

У випуску наукових праць друкуються матеріали в галузі механізації сільського господарства, енергетики та автоматизації процесів сільськогосподарського виробництва за результатами доповідей вчених на XI Міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», присвяченій 75-річчю кафедри «Мобільні енергетичні засоби» Таврійського державного агротехнологічного університету.

Редакційна колегія праць ТДАТУ:

Кюрчев В.М. – к.т.н., професор, ректор ТДАТУ (головний редактор);
Надикто В.Т. – д.т.н., професор (заст. головного редактора);
Діордієв В.Т. – к.т.н., професор, (відповідальний секретар); Дідур В.А. –
д.т.н., професор; Кушнар'єв А.С. – чл.-кор. УААН, д.т.н., професор;
Найдиш А.В. – д.т.н., професор; Овчаров В.В. – д.т.н., професор;
Панченко А.І. – д.т.н., професор; Рогач Ю.П. – к.т.н., професор;
Скляр О.Г. – к.т.н., доцент; Тарасенко В.В. – д.т.н., професор;
Яковлев В.Ф. – к.т.н., професор; Ялпачик Ф.Ю. – к.т.н., доцент.

Відповідальний за випуск – д.т.н., професор Панченко А.І.
(кафедра «Мобільні енергетичні засоби»)

Адреса редакції: ТДАТУ
Просп. Б. Хмельницького 18,
м. Мелітополь, Запорізька обл.,
72312 Україна

ISSN 2078-0877

© Таврійський державний
агротехнологічний університет, 2010.

УДК 621.438

ОСНОВНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ РЕЖИМ РАБОТЫ СТРУЙНО-РЕАКТИВНЫХ ТУРБИН

Ванеев С.М., к. т. н.,

Бережной А.С., асп.*

Сумский государственный университет,

Королев С.К., ст. науч. сотрудник

ОАО «Сумское НПО им. М.В.Фрунзе»

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – в статье рассмотрены основные интегральные коэффициенты, характеризующие режим работы струйно-реактивной турбины: коэффициент неплотности газового тракта α_{yt} , коэффициент сопротивления вращения ротора в окружающей среде $K_{c.в}$, коэффициент восстановления полного давления σ . Показана их связь с соответственными тратами мощности турбины, более детально рассмотрены методы определения коэффициента $K_{c.в}$.

Ключевые слова – интегральные коэффициенты, струйно-реактивная турбина, коэффициент неплотности газового тракта α_{yt} , коэффициент сопротивления вращения ротора в окружающей среде $K_{c.в}$, коэффициент восстановления полного давления σ .

Основными элементами струйно-реактивной турбины (СРТ) являются (см. рис. 1) подводящее (питающее) сопло (ПС) 1 и ротор, состоящий из полого вала 2 с радиальными трубками 3, консольно закрепленными на валу. На концах трубок имеются тяговые сопла (ТС) 4. Газ через питающее сопло подводится в полый вал ротора и далее по газовому тракту к ТС.

В тяговом сопле потенциальная энергия сжатого газа преобразуется в кинетическую энергию истекающей со сверхзвуковой скоростью из ТС струи, которая создает реактивную силу тяги и, как следствие, крутящий момент на валу турбины.

Основным коэффициентом, характеризующим энергетическую степень совершенства струйно-реактивной турбины, является коэффициент полезного действия (КПД).

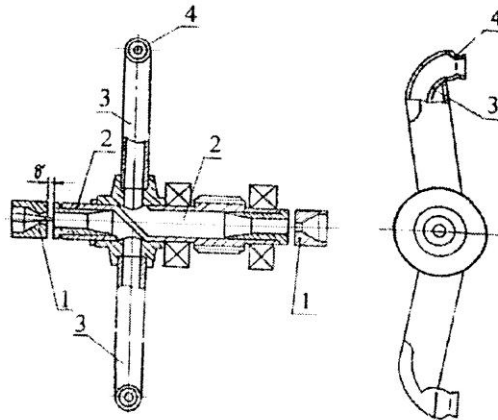


Рис. 1. Конструктивная схема струйно-реактивной турбины

Под КПД турбомашин, как известно, понимают отношение полезного эффекта к располагаемой работе [1, 2]. Для СРТ в качестве полезного эффекта должна быть принята мощность на валу турбины, а в качестве располагаемой работы - работа в единицу времени, которую может совершить рабочее тело в изоэнтропном процессе расширения в том же диапазоне давлений, что и в действительном процессе, т.е. располагаемая мощность. Тогда

$$\eta_T = \frac{N_T}{N_s} = \frac{N_T}{G_n h_s},$$

где η_T - изоэнтропный КПД СРТ;

N_T - мощность на валу СРТ;

N_s - располагаемая мощность;

G_n - расход газа через питательное сопло СРТ;

h_s - изоэнтропная работа расширения 1 кг рабочего тела от параметров торможения на входе СРТ (P_n^*, T_n^*) до давления окружающей среды ($P_{окр.ср}$).

В работе [3] были рассмотрены структура потерь энергии и структура КПД струйно-реактивной турбины. Мощность на валу турбины определялась как

$$N_T = M_T \omega_T,$$

где M_T - момент на валу СРТ;

ω_T - угловая скорость вала СРТ.

Момент на валу СРТ получен по теореме об изменении момента количества движения потока газа относительно оси вращения с учетом нерасчетности тягового сопла и аэродинамического сопротивления окружающей среды при вращении ротора.

С другой стороны, понимая под потерями энергии в СРТ, как и в любой турбомашине, разность работы идеальной турбины, т.е. работающей с изоэнтропным расширением рабочего тела в газовом тракте и без аэродинамического сопротивления вращающегося

ротора, и работы на валу действительной турбины, КПД турбины можно выразить следующим образом

$$\eta_T = \frac{N_T}{N_s} = \frac{N_s - N_T}{N_s} = 1 - \frac{\Delta N_T}{N_s},$$

где ΔN_T - суммарные потери энергии в СРТ.

По источникам возникновения в СРТ можно выделить потери, обусловленные гидравлическими сопротивлениями по длине газового тракта ротора СРТ, скачками уплотнений, наличием зазора между торцом вала и срезом подводящего сопла, нерасчетностью тягового сопла, вращением ротора в среде вязкого газа, потери с выходной скоростью.

Для расчетного режима

$$\Delta N_T = \Delta N_2 + N_{дин} + N_{ут} + N_{с.в},$$

где ΔN_2 - потери энергии, обусловленные гидравлическими сопротивлениями по длине газового тракта и скачками уплотнений в газовом тракте ротора СРТ;

$N_{дин}$ - энергия, теряемая с выходной скоростью;

$N_{ут}$ - энергия, теряемая с утечками в окружающую среду;

$N_{с.в}$ - энергия, теряемая на аэродинамическое сопротивление вращающегося ротора.

Выражая отдельные виды потерь энергии через относительные величины (отношение соответствующей потери энергии (мощности) к располагаемой мощности) преобразуем последнее выражение к виду

$$\eta_T = 1 - \xi_2 - \xi_{дин} - \xi_{с.в} - \xi_{ут},$$

где ξ_2 - относительные потери энергии в газовом тракте ротора (гидравлические и волновые);

$\xi_{дин}$ - относительные потери с выходной скоростью;

$\xi_{с.в}$ - относительные потери на аэродинамическое сопротивление;

$\xi_{ут}$ - относительные потери от утечек.

В работе [3] получены зависимости потерь энергии от приведенной окружной скорости рабочего колеса (см. рис. 2, 3).

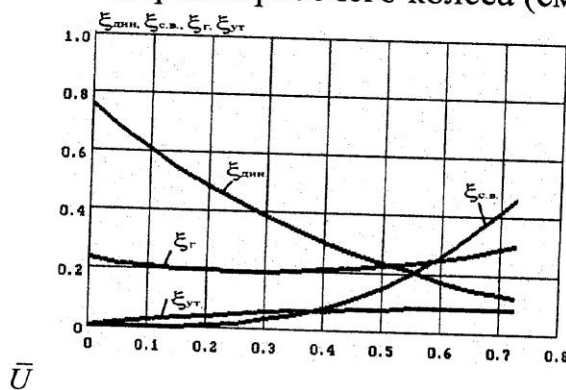


Рис. 2. Зависимость относительных величин потерь энергии от приведенной окружной скорости ротора

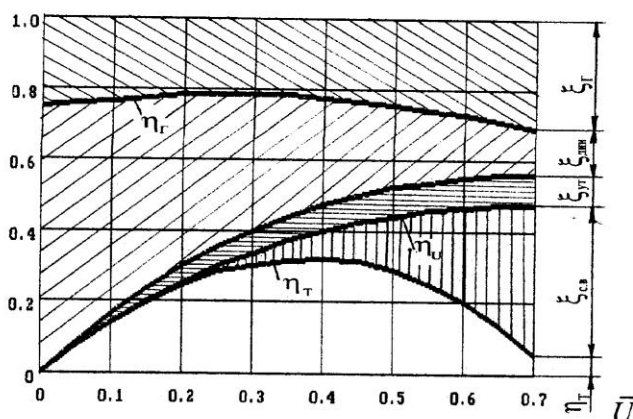


Рис. 3. Баланс энергии в струйно-реактивной турбине

Рассмотрим отдельные виды потерь мощности в СРТ.

1) Относительные потери на аэродинамическое сопротивление

$$\xi_{c.\epsilon} = \frac{N_{c.\epsilon}}{N_s} = \frac{M_{c.\epsilon} \omega_r^3}{N_s} = \frac{K_{c.\epsilon} U^3}{L^3 G_n h_s}; \quad (1)$$

где $K_{c.\epsilon}$ - комплексный коэффициент аэродинамического сопротивления вращающегося ротора;

U - окружная скорость газа в центре среза тягового сопла;

L - расстояние от центра среза тягового сопла до оси вращения.

Из рисунков 2, 3 видно, что с увеличением окружной скорости ротора СРТ при прочих равных условиях резко увеличиваются потери на аэродинамическое сопротивление вращению в среде вязкого газа, что приводит к снижению выходного КПД турбины. Как видно из формулы (1) уменьшать потери на аэродинамическое сопротивление вращению при неизменных режимных параметрах можно за счет уменьшения коэффициента $K_{c.\epsilon}$.

В предыдущей статье «Влияние некоторых режимных параметров на оптимальную окружную скорость рабочего колеса струйно-реактивной турбины» был рассмотрен коэффициент аэродинамического сопротивления вращению ротора СРТ в окружающей среде $K_{c.\epsilon}$, для существующих типов струйно-реактивных турбин он изменяется в пределах $K_{c.\epsilon} = (2 - 6,5) \cdot 10^{-7}$ кг·м² и зависит от конструктивного исполнения турбины (реверсивное или нереверсивное исполнение), размеров и формы радиальных трубок рабочего колеса и частоты вращения ротора.

Величину $K_{c.\epsilon}$ определяют экспериментальным путем. Ее можно найти несколькими способами:

а) по измеренному моменту аэродинамического сопротивления

$$K_{c.\epsilon} = M_{c.\epsilon} / \omega^2;$$

где $M_{с.в}$ - момент сопротивления вращению ротора в окружающей среде (момент аэродинамического сопротивления вращающегося ротора).

Следует отметить, что в значение $M_{с.в}$ входит также момент сопротивления вращению ротора в подшипниках. В статье [4] была приведена зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления $K_{с.в}$ от частоты вращения ротора СРТ (см. рис. 4), определенного в результате прокрутки ротора на экспериментальном стенде, позволяющем измерить момент аэродинамического сопротивления $M_{с.в}$.

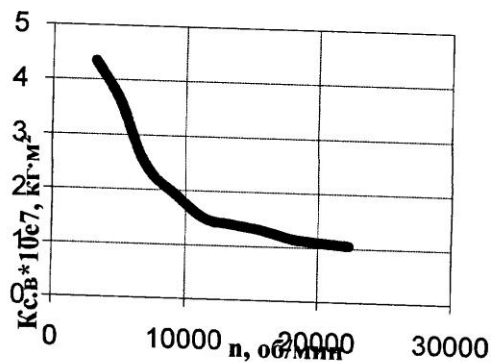


Рис. 4. Зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления от частоты вращения ротора СРТ

б) по измеренному моменту на валу турбины

$$K_{с.в} = \frac{M_U - M_T}{\omega^2} = \frac{R_W D / 2 - G_m \omega D^2 / 4 - M_T}{\omega^2},$$

где M_U - момент, определенный по теореме об изменении момента количества движения потока газа относительно оси вращения, обусловленный взаимодействием потока газа с элементами проточной части СРТ;

M_T - момент на валу СРТ;

D - диаметр расположения осей тяговых сопел относительно оси вращения;

R_W - сила тяги ТС в относительном движении, которая определяется следующим образом

$$R_W = G_m W_{ср.т} + f_{ср.т} (P_{ср.т} - P_{окр.ср}),$$

где $W_{ср.т}$ - скорость газа на срезе ТС в относительном движении;

$f_{ср.т}$ - площадь среза ТС;

$P_{ср.т}, P_{окр.ср}$ - соответственно давления газа на срезе ТС и в окружающей среде;

$G_m = G_n (1 - \alpha_{ym})$ - расход газа срезе ТС;

$$G_n = \frac{m_G P_n^* f_{кр.n}}{\sqrt{RT_n^*}} - \text{расход газа через ПС};$$

$$m_G = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} - \text{коэффициент, зави-сящий от показателя}$$

изоэнтропы газа;

$f_{кр.n}$ - площадь критического сечения ПС.

Недостатком данного способа нахождения $K_{с.в}$ является необходимость определения момента на валу турбины M_T , для экспериментального получения которого необходимо специальное нагрузочное устройство.

в) по измеренным оборотам холостого хода (в этом случае $M_T = 0$)

$$K_{с.в} = \frac{M_U}{\omega_{xx}^2} = \frac{R_W D / 2 - G_m \omega D^2 / 4}{\omega_{xx}^2},$$

где ω_{xx} - угловая скорость вращения СРТ на холостом ходу, для определения которой дополнительного нагрузочного устройства не требуется.

Этот способ является наименее точным, так как позволяет определить лишь одно значения коэффициента $K_{с.в}$, соответствующее работе СРТ в холостом режиме, но для предварительных расчетов данный метод вполне может использоваться.

2) Относительные потери с выходной скоростью

$$\xi_{дин} = \frac{N_{дин}}{N_s} = \frac{G_m h_{дин}}{G_n h_s} = \frac{G_m C_{ср.m}^2}{G_n 2h_s} =$$

$$\left(\frac{C_{ср.m}}{C_s} \right)^2 (1 - \alpha_{ym}) = \bar{C}_{ср.m}^2 (1 - \alpha_{ym}).$$

3) Относительные потери от утечек

$$\xi_{ym} = \frac{N_{ym}}{N_s} = \frac{\Delta G_{ym} h_{ym}}{G_n h_s} = \frac{G_n - G_m}{G_n} \cdot \frac{h_U}{h_s} = \alpha_{ym} \eta_U,$$

где h_{ym} - работа 1 кг газа, теряемого с утечками. Так как утечки происходят из осевого канала ротора СРТ, то практически они соответствуют потерям работы на окружности колеса $h_{ym} = h_U$.

Эти два вида потерь, как видно, напрямую зависят от коэффициента утечек α_{ym} .

$$\alpha_{ym} = \frac{\Delta G_{ym}}{G_n} = \frac{G_n - G_m}{G_n} = 1 - \frac{G_m}{G_n}$$

В расчетах обычно задаются данным коэффициентом в пределах 0–0,2.

4) Относительные потери в газовом тракте ротора (гидравлические и волновые)

$$\xi_z = \frac{\Delta N_z}{N_s} = \frac{\Delta N_T - N_{дин} - N_{с.в} - N_{ум}}{N_s} = \frac{N_s - N_T - N_{дин} - N_{с.в} - N_{ум}}{N_s}$$

Также потери энергии в проточной части СРТ можно оценивать коэффициентом восстановления полного давления σ . Этот коэффициент может быть отнесен к разным сечениям проточной части и рассмотрен как в абсолютном, так и в относительном движении; например, в СРТ целесообразно гидравлические потери и волновые потери в газовом тракте ротора учитывать интегрально коэффициентом восстановления полного давления в относительном движении, считая процессы течения в подводящем и тяговом соплах изоэнтропными

$$\sigma_W = \frac{P_{W1}^*}{P_{Wm}^*},$$

где P_{Wm}^* - полное давление на срезе тягового сопла в относительном движении;

P_{W1}^* - полное давление на входе во втулку-диффузор в относительном движении; т.к. $U_1 = 0$, то

$$P_{W1}^* = P_1^* \cong P_n^*,$$

где P_1^* - полное давление на входе во втулку-диффузор в абсолютном движении.

При этом потери полного давления в подводящем и тяговом соплах, в силу достаточной изученности процесса течения в соплах, могут быть выбраны из соответствующей литературы.

При накоплении большого экспериментального материала возможен учет каждой из составляющих потерь энергии в СРТ. Однако часто трудно выделить и исследовать потери, обусловленные каким либо одним фактором. Поэтому удобно оценивать потери энергии интегральным способом через определенные коэффициенты. В СРТ в качестве таких интегральных коэффициентов удобно принять: коэффициент восстановления полного давления в проточной части СРТ в целом - σ ; коэффициент утечек - $\alpha_{ум}$ и комплексный коэффициент аэродинамического сопротивления вращающегося ротора - $K_{с.в}$. Эти интегральные коэффициенты удобно использовать при разработке методики расчета струйно-реактивной турбины.

Литература

1. Епифанова В.И. Компрессорные и расширительные турбомашини радиального типа / В.И. Епифанова. - М.: Машиностроение, 1984.

2. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин / К.В. Холщевников. - М.: Машиностроение, 1970.
3. Ванеев С.М. Структура потерь энергии и КПД струйно-реактивной газовой турбины / С.М. Ванеев // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки. – № 9(30)-10(31). – 2001.– С. 207-214.

ОСНОВНИ КОЕФІЦІЄНТИ, ЩО ХАРАКТЕРИЗУЮТЬ РЕЖИМ РОБОТИ СТРУМИННО-РЕАКТИВНИХ ТУРБИН

Ванеев С.М., Бережной А.С., Королев С.К.

Анотація – у статті розглянуті основні інтегральні коефіцієнти, характеризуючі режим роботи струйно-реактивної турбіни. До вищезазначених коефіцієнтів відносяться: коефіцієнт нещільності газового тракту α_{ym} , коефіцієнт опору обертання ротора в навколишньому середовищі $K_{c.e}$, коефіцієнт відновлення повного тиску σ . Приведений їхній зв'язок з відповідними втратами потужності турбіни, більш детально розглянуті методи визначення коефіцієнта $K_{c.e}$.

MAIN DESCRIBE WORKING CONDITIONS JETS COEFFICIENTS

S. Vaneev, A. Berejnoj, S. Korolev

Summary

In the article basic integral coefficients, characterizing the turbo-jet turbine's mode work, considered. The above-mentioned coefficients include: leakage factor α_{ym} , coefficient of rotor's rotation resistance to an environment $K_{c.e}$, coefficient of refreshing total pressure σ . Brought their connection with the corresponding losses of turbine's power, determination methods of coefficient $K_{c.e}$ considered more in detail.

ЗМІСТ

<i>Лурье З.Я., Панченко А.И., Гасюк А.И.</i> Математическая модель гидроприводного насосного агрегата для разрыва нефтяных пластов	5
<i>Сахно Ю.О., Сахно Є.Ю., Шевченко Я.В.</i> Стабілізація положення кривошипа під навантаженням в гідростатичній опорі	26
<i>Емельянова И.А., Непорожнев А.С., Гузенко С.А.</i> Определение условий минимального отскока крупного заполнителя при торкретировании (шприц-бетонировании) малогабаритным оборудованием	36
<i>Панченко А.И., Волошина А.А., Кюрчев С.В., Засядько А.И.</i> Методика определения рабочего объема гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей	42
<i>Лурье З.Я., Андренко П.Н.</i> Влияние параметров осцилляции запорно-регулирующего элемента гидрораспределителя на величину гидродинамической силы	50
<i>Бойко А.І., Очертько І.В.</i> Визначення показників надійності відновлюємих нерезервованих підсистем секцій для прямого посіву	60
<i>Панченко А.И., Кюрчев В.Н., Волошина А.А., Титов Д.С.</i> Методика опаределения геометрических параметров вытеснителей гидромашин планетарного типа	66
<i>Пастушенко С.І., Огієнко М.М.</i> Польові випробування лінії для виділення і доробки насіння овоче-баштанних культур	75
<i>Калахан О., Ковалишин С.</i> Корозійна тривкість металевих поверхонь сільськогосподарської техніки після різних видів струминно-абразивної обробки	82
<i>Панченко А.И., Волошина А.А., Обернихин П.В., Панченко И.А.</i> Влияние конструктивных параметров планетарных гидромашин на их выходные характеристики	89
<i>Ремарчук М.П., Овсянніков С.І.</i> Підвищення ефективності мініагротехніки на всіх стадіях життєвого циклу	97
<i>Струтинський В.Б., Федориненко Д.Ю.</i> Динамічні характеристики шпиндельних вузлів на регульованих гідростатичних опорах	105
<i>Анучин А.В., Бурков П.В., Каримов В.Г., Колеватов Ю.В.</i> Моделирование динамических нагрузок гидростойки	119
<i>Мельник І.І., Сапсай В.І., Барабаш Г.І., Зубко В.М.</i> Математична модель обґрунтування кількості агрегатів для виконання механізованих робіт	125

- Зуев А.А., Степанов П.П.* Тенденции развития машинно-тракторного парка Украины 130
- Лозня С.В., Пустовой С.А., Ясиницкий Э.П., Ясиницкая И.Э.* Опыт применения имитационной модели гидромеханических агрегатов при разработке цифровой САУ ГТД 135
- Болтянский О.В., Иванов Г.И., Стефановский О.Б.* Проблема додання води при згорянні моторних палив та її висвітлення в мережі Internet 145
- ✓ *Ванеев С.М., Бережной А.С., Королев С.К.* Основные коэффициенты, характеризующие режим работы струйно-реактивных турбин 151
- Дмитрієва Т.В., Бурдейний Д.В., Грешнова Н.М.* Дослідження густини та в'язкості гліцеринового осаду при зміні температурного фактора 159
- Зуев О.О., Степанов П.П.* Системи безпосереднього впорскування палива у сучасних автомобільних двигунах 167
- ✓ *Ковальов І.О., Євтушенко А.О., Яхненко С.М., Кобизський Д.С.* Рабочие органы грунтовых насосов – отдельный вид рабочих органов динамических насосов 171
- ✓ *Левченко Д.А., Арсеньев В.М., Мелейчук С.С., Ванеев С.М.* Экспериментальные характеристики предвключенных воздушных эжекторных ступеней вакуумного агрегата 178
- Діордієв В.Т., Кашкарьов А.О.* Методика експериментальних досліджень АСУ комплексом виробництва комбікормів 187
- ✓ *Гусак А.Г., Иванюшин А.А., Луговая С.О., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б.* Перспективы использования магистральных насосов с направляющими аппаратами 194
- Фучаджи Н.О., Побігун А.М.* Моделювання процесу подрібнення зерна 201
- ✓ *Гульий А.Н., Поклад А.А.* Повышение эффективности насосного оборудования за счет применения эжекторов в качестве предвключенных насосов для высокооборотных насосных агрегатов 205
- Стефановский А.Б., Болтянский О.В.* О целесообразности улучшения показателей двигателя с искровым зажиганием путем регулирования состава горючей смеси 213
- ✓ *Сотник М.І., Гапич Л.В.* Про досвід застосування предметно-орієнтованого моделювання роботи гідравлічних мереж при проектуванні напірних каналізаційних колекторів 219
- Степаненко Д.С., Проскурня Т.О.* Проблемные вопросы ограничения выбросов диоксида углерода автотранспортными средствами 229

<i>Бакарджиев Р.О., Буніна Л.М.</i> Дослідження мікромеханізму руйнування кованих сталей	237
<i>Болтянська Н.І., Болтянський О.В.</i> Методика визначення показників продуктивності зернозбирального комбайна	242
<i>Брагінець А.М., Брагінець С.М.</i> Молочне тваринництво може бути високорентабельним	249
<i>Милаєва І.І.</i> Усовершенствование дизелей легкових и грузовых автомобилей	256
<i>Колеватов Ю.В., Сабельников В.И., Куликов Э.Н., Серьезнов А.Н.</i> Направления совершенствования приводов систем нагружения летательных аппаратов при испытаниях в лабораториях прочности	260
<i>Холод И.М., Холод А.П.</i> Двигатель внутреннего сгорания, работающий на водороде	266
<i>Іванов О.М.</i> Гідравлічна корекція моменту подачі палива та її вплив на якісні показники процесу впорскування	274

Наукове фахове видання

Праці Таврійського державного агротехнологічного університету

Випуск 10. Том 9.

Свідоцтво про державну реєстрацію – Міністерство юстиції
13503-2387 ПР від 03.12.2007 р.

Відповідальний за випуск – Панченко А.І.

Підписано до друку 02.11.2010 р. друк. Rizo. Друкарня ТДАТУ.
33,25 умов. друк. арк., тираж 100 прим.

73312 ПП Верескун.
Запорізька обл., м. Мелітополь, вул. К. Маркса, 10
тел. (06192) 6-88-38