

тура воспламенения от сжатия газозвоздушной смеси составляет около 700°C (дизельное топливо воспламеняется при 320—380°C), топливный насос высокого давления и форсунки сохраняются, в цилиндры двигателя подаётся «запальная» доза дизельного топлива (около 15—30% от обычного до переделки). Переделанный двигатель также сохраняет возможность работы на дизельном топливе [1].

Компримированный (сжатый) природный газ — природный газ (метан), сжатый на компрессорной станции до давления 200—250 бар (196—245 кг / см<sup>2</sup>) для использования в качестве топлива в двигателях внутреннего сгорания. Компримированный природный газ используется на легковых автомобилях, пассажирском и лёгком грузовом транспорте, коммунальной технике [2]. Пропан-бутан (сжиженный нефтяной газ) — это смесь двух газов. В обиходе ее называют кратко — пропан. Пропан-бутан получают из нефти и сконденсированных нефтяных попутных газов. Чтобы эта смесь оставалась жидкой, ее хранят и перевозят под давлением в 1,6 МПа (16 атмосфер). Процесс заправки машин пропаном внешне очень похож на заправку бензином, потому что это — сжиженный газ [3].

Наиболее важными критериями пригодности газов в качестве топлива в дизельных двигателях являются их детонационная стойкость и склонность к самовоспламенению в камере сгорания дизельного двигателя [4; 5]. Антидетонационная стойкость оценивается октановым и метановыми числами. При использовании газовых топлив с высокими октановыми и метановыми числами в дизельных двигателях высокие мощностные показатели, топливная экономичность и показатели токсичности отработавших газов могут быть достигнуты при сохранении неизменной степени сжатия и воспламенения от дизельного топлива [6]. Наибольшими октановыми и метановыми числами обладает метан (октановое число — 110, метановое — 100) и пропан-бутановая смесь (октановое число — 99—106, метановое число — около 90). Это позволяет использовать их в дизельных двигателях в качестве моторного топлива при условии подачи в камеру сгорания запальной дозы дизельного топлива.

Преимущества применения метана в качестве топлива для дизельных двигателей: 1) низкая стоимость по сравнению с пропан-бутаном; 2) значительно больший процент замещения газом жидкого топлива (до 80%) по сравнению с пропаном (до 60%) [7]. Недостатки применения метана в качестве топлива для дизельных двигателей: 1) высокая стоимость оборудования; 2) увеличение веса автомобиля или трактора по сравнению с системой, работающей на пропан-бутановой смеси; 3) меньше развита сеть АЗС в Республике Беларусь. Преимущества применения пропана в газодизельном двигателе: 1) вместимость баллонов значительно выше по сравнению с метаном; 2) более развита сеть АЗС.

**Заключение.** На основании анализа преимуществ и недостатков метана и пропан-бутановой смеси в качестве моторного топлива однозначно выявлено, что метан имеет более высокое октановое и метановое число, что позволяет его использовать в двигателях с высокой степенью сжатия по сравнению с пропаном (т. е. более применим к дизельным двигателям), а также процент замещения выше, стоимость метана ниже стоимости пропана.

#### Список цитируемых источников

1. Газодизельный двигатель [Электронный ресурс] // Общедоступная многоязычная универсальная интернет-энциклопедия со свободным контентом. — Режим доступа: [https://ru.wikipedia.org/wiki/Газодизельный\\_двигатель](https://ru.wikipedia.org/wiki/Газодизельный_двигатель). — Дата доступа: 09.10.2017.
2. Сжатый природный газ [Электронный ресурс] // Общедоступная многоязычная универсальная интернет-энциклопедия со свободным контентом. — Режим доступа: [https://ru.wikipedia.org/wiki/Сжатый\\_природный\\_газ](https://ru.wikipedia.org/wiki/Сжатый_природный_газ). — Дата доступа: 10.10.2017.
3. Пропан — сжиженный газ, альтернатива бензину. Пропан на автомобиле [Электронный ресурс] // Официальный сайт СТО «Автогаз». — Режим доступа: [http://gbo.ua/ru\\_propan-gbo.html](http://gbo.ua/ru_propan-gbo.html). — Дата доступа: 10.10.2017.
4. Мамедова, М. Д. Транспортные двигатели на газе / М. Д. Мамедова, Ю. Н. Васильев. — М. : Машиностроение, 1994. — 224 с.
5. Марков, В. А. Топлива и топливоподача многопливных и газодизельных двигателей / В. А. Марков, С. И. Козлов. — М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. — 296 с.
6. Малышкин, П. Ю. Улучшение эксплуатационных показателей дизелей применением газовых топлив / П. Ю. Малышкин // Вестн. Брян. гос. с.-х. акад. — 2014. — № 3. — С. 60—62.
7. Карташевич, А. Н. Использование альтернативных топлив в тракторных двигателях внутреннего сгорания / А. Н. Карташевич, А. А. Тригуб // Вестн. Брян. гос. с.-х. акад. — 2014. — № 3. — С. 28—30.

УДК 531.8

С. І. Русан, кандыдат тэхнічных навук, дацэнт, І. М. Дыдышка  
Установа адукацыі «Баранавіцкі дзяржаўны ўніверсітэт», Баранавічы

## ДАСЛЕДАВАННЕ ДЫНАМІЧНЫХ І КІНЕМАТЫЧНЫХ ХАРАКТАРЫСТЫК РУХУ МАБІЛЬНАЙ МЕХАНІЧНАЙ СІСТЭМЫ

**Уступ.** Мэта даследавання — распрацоўка алгарытма пошуку аптымальных параметраў руху мабільнай механічнай сістэмы (машыны). Пакажам яе спрошчаную мадэль (рысунк 1). Мабільная сістэма складаецца са станіны  $A$  масы  $m_A$  з рабочым органам  $D$ , кола  $B$  масы  $m_B$  і электрарухавіка  $E$ , маса якога далучана да целаў  $A$

і  $B$  і ўлічана ў значэннях  $m_A$ ,  $m_B$ . Момент, ствараемы рухавіком, на рысунку абазначаны літарай  $M$ . Аб паходжанні назвы сістэмы і яе прызначэнні напісана у работах [1; 2], працягам якіх з'яўляецца дадзенае даследаванне.

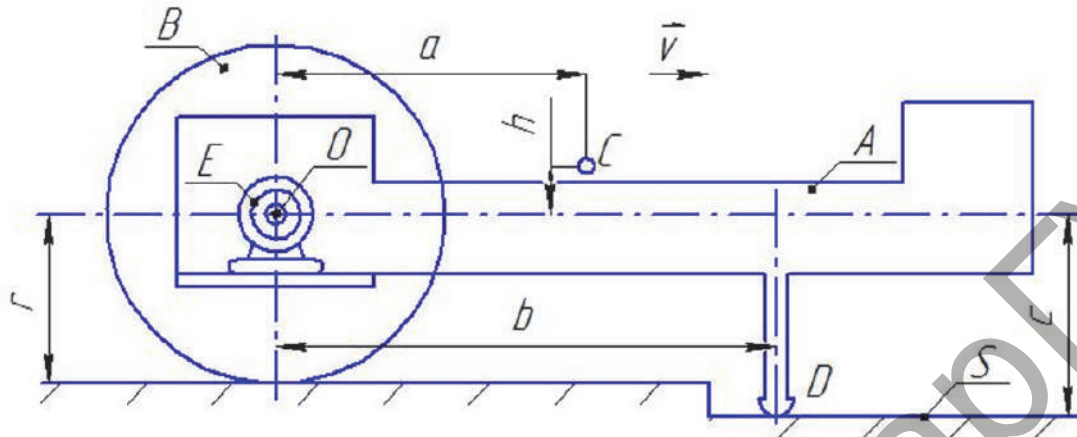


Рисунок 1 — Агульны выгляд мабільнай механічнай сістэмы

**Асноўная частка.** У працэсе работы машыны выдзяляецца некалькі характэрных яе станаў. Пасля ўключэння рухавіка ствараемы ім момант за прамежак часу  $\tau$  узрастае ад нуля да стартавага (пачатковага) значэння  $M_n$ . Пры  $t = \tau$  пачынаецца рух мабільнай сістэмы ў пераходным рэжыме працягласцю  $t = \tau_y$ ; пры гэтым яе скорасць узрастае ад нуля да некаторага ўсталяванага значэння  $\vartheta_y$ . Далей рух машыны працягваецца з пастаяннай скорасцю  $\vartheta_y$ . Падчас руху магчыма зніжэнне скорасці да велічыні  $\mu\vartheta_y$ , дзе  $\mu < 1$  — каэфіцыент зніжэння ўсталяванай скорасці. Разглядаюцца два рэжымы тармажэння: тармажэнне рухавіком і з дапамогай адмысловай тармазнай сістэмы. Адпаведныя ім тармажныя шляхі будзем абазначаць праз  $s_1$ ,  $s_2$ . Для мабільнай машыны дамінуючае значэнне мае яе манеўровасць, якая залежыць ад такіх характарыстык, як  $M_n$ ,  $\vartheta_y$ ,  $\tau_y$ ,  $s_1$ ,  $s_2$ . У машынах рознага прызначэння дамінуюць розныя характарыстыкі. Атрыманая ва ўпамнутых работах [1; 2] тэарэтычныя залежнасці паміж інерцыйнымі, дынамічнымі і кінематычнымі параметрамі дазваляюць на пачатковай стадыі праектавання мабільных машын устанавіць патрэбныя аптымальныя характарыстыкі іх руху.

Прыводзім некаторыя з атрыманых суадносін:

$$(M_n = a_2/a_1; \vartheta_y = D_1/k^2; \tau = b_1 \ln[b_3/(b_3 - b_2 M_n)]/b_2; s_1 = \gamma_1 \vartheta_y; s_2 = \gamma_2 \vartheta_y^2). \quad (1)$$

Механічная характарыстыка  $M(t)$  рухавіка  $E$  задаецца дыферэнцыяльным ураўненнем

$$b_1 \frac{dM}{dt} + b_2 M = b_3 - \alpha \omega. \quad (2)$$

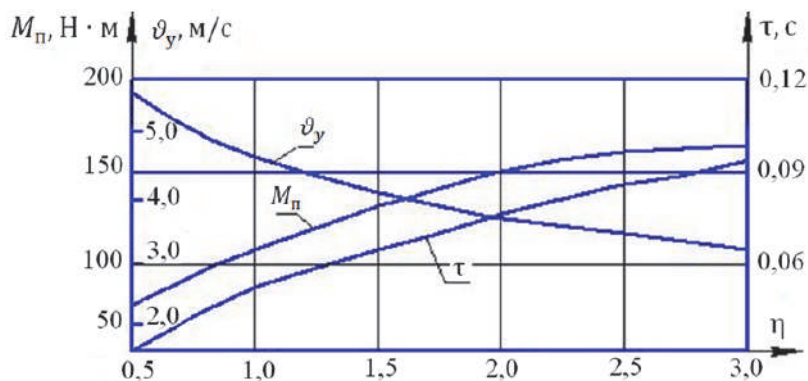
У формулах (1), (2) прыняты абазначэнні:  $a_1 = f + d/r$ ;  $a_2 = f a m_A g$ ;  $a_3 = m_{np} d - f h m_A$ ;  $m_{np} = m_A + (1 + \frac{i_{\xi}^2}{r^2}) m_B$ ;  $d = b - f c$ ;  $D_1 = (a_1 b_3 - a_2 b_2)/a_3 b_1$ ;  $k = \sqrt{\alpha a_1 / r a_3 b_1}$ ;  $\gamma_1 = \sqrt{[(1 - \mu^2) r b_1 / \alpha] (a_3 / a_1)}$ ;  $\gamma_2 = [(1 - \mu^2) / 2] (a_3 / a_2)$ ;  $b_1, b_2, b_3, \alpha$  — пастаянныя параметры;  $\omega$  — вуглавая скорасць кола  $B$ ;  $f$  — каэфіцыент трэння на апоры  $D$ ;  $a, b, c, r, h$  — геаметрычныя параметры мабільнай сістэмы (гл. рысунак 1);  $i_{\xi}$  — радыус інерцыі кола  $B$ ;  $g = 9,81 \text{ м / с}^2$ . Для вивучэння залежнасцей дынамічных і кінематычных характарыстык мабільнай сістэмы ад суадносін мас  $m_A$  і  $m_B$  уводзім абазначэнні  $m_A/m_B = \eta$ ,  $m_A + m_B = m$ ; тады атрымаем ( $a_1$  не змяняецца);  $a_2 = f a m g \eta / (1 + \eta)$ ;  $a_3 = [(d - f h) \eta / (1 + \eta) + (1 + \frac{i_{\xi}^2}{r^2}) d / (1 + \eta)] m$ ;  $M_n = c_1 [1 - 1 / (1 + \eta)]$ , дзе  $c_1 = f a m g / a_1$ .

З апошняй формулы відаць, што пры  $\eta \rightarrow \infty$   $M_n \rightarrow c_1$ .

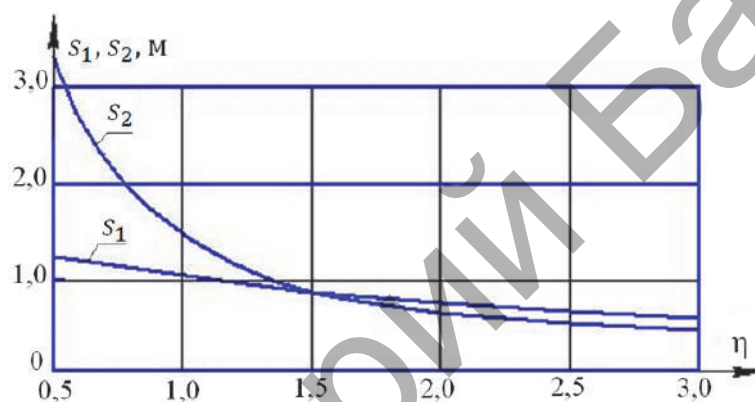
Каб вивучыць уплыў трэння слізгання на тыя ж характарыстыкі, велічыні  $a_1, a_2, a_3, M_n$  мэтазгодна запісаць у выглядзе  $a_1 = b/r + (1 - c/r)f$ ;  $a_2 = a[\eta / (1 + \eta)] f m g$ ;  $a_3 = (1 + \eta + (\frac{i_{\xi}^2}{r^2})) b m / (1 + \eta) - [(1 + \eta + (\frac{i_{\xi}^2}{r^2})) c + h \eta] m f / (1 + \eta)$ ;  $M_n = a[\eta / (1 + \eta)] f m g / a_1$ .

Канкрэтызуюм параметры сістэмы:  $m_A = 40$  кг;  $m_B = 90$  кг;  $r = 0,45$  м;  $i_\xi = 0,4$  м;  $f = 0,4$  м;  $a = 1,6$  м;  $h = 0,1$  м;  $b = 1,7$  м;  $c = 0,6$  м;  $\alpha = 3,5$ ;  $b_1 = 2,28 \cdot 10^{-2}$ ;  $b_2 = 0,20$ ;  $b_3 = 60$ ;  $\mu = 0,9$ .

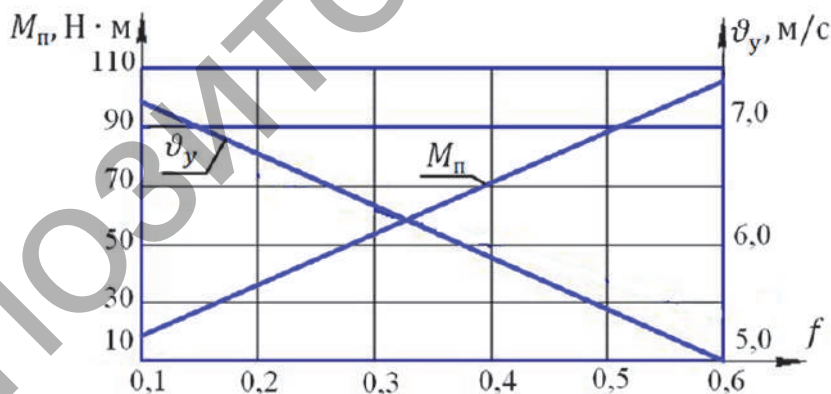
Вынікі разлікаў па формулах (1) прадстаўлены ў графічным выглядзе на рысунках 2—4.



Рысунк 2 — Залежнасці пачатковага моманту  $M_n$ , усталюванай скорасці  $\vartheta_y$  і часу  $\tau$  пачатку руху ад суадносін мас  $\eta$



Рысунк 3 — Залежнасці гармазных шляхаў  $s_1, s_2$  ад суадносін мас  $\eta$



Рысунк 4 — Залежнасць велічынь  $M_n$  і  $\vartheta_y$  ад каэфіцыента трэння  $f$

**Заклучэнне.** Устаноўленыя аналітычныя залежнасці характарыстык мабільнай механічнай сістэмы ад суадносін мас яе частак і трэння слізгання і метадыка іх атрымання могуць быць выкарыстаны на пачатковай стадыі праектавання мабільных машын.

#### Спіс цытаваных крыніц

1. Дыдышка, І. М. Вызначэнне стартавага моманту электрарухавіка для зададзенай мабільнай механічнай сістэмы / І. М. Дыдышка, С. І. Русан // Содружество наук. Барановічы-2017 : материалы XIII Междунар. науч.-практ. конф. молодых исследователей, Барановічы, 18—19 мая 2017 г. — Барановічы : РИО БарГУ, 2017.
2. Русан, С. І. Даследаванне руху мабільнай сістэмы ў пераходным рэжыме / С. І. Русан, І. М. Дыдышка // Содружество наук. Барановічы-2017 : материалы XIII Междунар. науч.-практ. конф. молодых исследователей, Барановічы, 18—19 мая 2017 г. — Барановічы : РИО БарГУ, 2017.