

## МОДЕЛИРОВАНИЕ СОПРЯЖЕННОЙ ЗАДАЧИ ТРЕНИЯ И ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ТРАНСПИРАЦИОННОМ ОХЛАЖДЕНИИ ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН

*Разработана модель численного расчета теплообмена в сопловых лопатках высокотемпературных газовых турбин с транспирационным охлаждением. Модель включает в себя совместный численный расчет конвективного теплообмена, теплообмена в каналах транспирации и кондуктивного теплообмена в твердом теле лопатки. Приведены результаты, характеризующие структуру внешнего течения, течения в каналах транспирации и в областях выдува. Представлены распределения эффективности охлаждения, удельных тепловых потоков, коэффициентов трения по контуру сопловой лопатки турбины, и определена возможность получения приемлемого уровня температуры стенки при температуре газа на входе в турбину 1800 К и относительном расходе охладителя  $\bar{G}_{охл} = 5,9\%$ . Отмечено, что коэффициент потерь на 1,6% больше, чем у традиционной лопатки.*

Разработке методов расчета теплового состояния элементов прочной части высокотемпературных газовых турбин посвящено множество работ [1–9]. Наибольший интерес среди известных способов охлаждения представляет транспирационная система охлаждения лопаток турбин, позволяющая получить высокий уровень эффективности охлаждения и требуемый уровень температуры стенки при малых расходах охладителя и при минимальном снижении КПД турбины [2]. Наиболее корректной задачей в данном случае является сопряженная постановка расчета трения и теплообмена [2–7].

**Модель и результаты расчета.** Разработанная физическая модель течения включает анализ течения в зоне газового потока, в каналах охлаждения и зоне твердого тела, для которых математическое описание физических явлений различно. Течение газового потока в межлопаточном канале (внешнее течение) и в каналах системы охлаждения (внутреннее течение) моделировалось уравнениями Навье–Стокса при замыкании SST  $k-\omega$ -моделью турбулентности, а кондуктивный теплообмен в стенке — уравнением Фурье. Модель расчета внешнего течения верифицирована по экспериментальным данным Хилтона [10] с применением следующих моделей турбулентности: стандартной модели  $k-\varepsilon$ , модели Спаларта–Аллмараса, RNG  $k-\varepsilon$ , Realisable  $k-\varepsilon$  модели, стандартной модели  $k-\omega$ , SST  $k-\omega$  модели ( $k-\omega$  модели Ментера) [11–16]. Усовершенствованная модель SST  $k-\omega$  более точная и

используется при расчетах потоков с высоким градиентом давления и трансзвукового и сверхзвукового обтекания аэродинамических профилей в следующей форме:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k;$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega.$$

Демпфирующая диффузионная функция определяется по уравнению

$$D_\omega = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_j}.$$

Турбулентная вязкость вычисляется по формуле

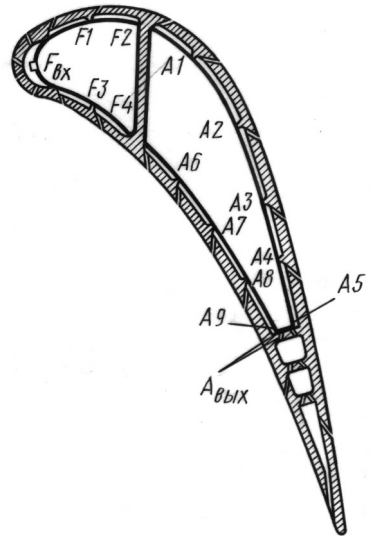
$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[ \frac{1}{\alpha^*} \cdot \frac{\Omega F_2}{\alpha_j \omega} \right]}.$$

Эмпирические константы модели:  $\sigma_{k,1} = 1,76$ ;  $\sigma_{\omega,1} = 2,0$ ;  $\sigma_{k,2} = 1,0$ ;  $\sigma_{\omega,2} = 1,168$ ;  $\alpha_1 = 0,31$ ;  $\beta_{i,1} = 0,075$ ;  $\beta_{i,2} = 0,0828$ .

Следует отметить, что моделирование сопряженной задачи трения и теплообмена обусловлено взаимным влиянием высокоинтенсивных процессов теплообмена в пристенных областях и неравномерностью температуры стенки [7]. В качестве условия сопряжения на границе “газ–твердое тело” выполняются непрерывность температуры  $T_{ст}^{flow} = T_{ст}^{solid}$  и баланс тепловых потоков  $q_{ст}^{flow} = q_{ст}^{solid}$ .

Моделирование проведено для установившегося турбулентного пограничного слоя при учете сжимаемости. Параметры потока в первой ступени:  $T_\Gamma^* = 1800$  К,  $p_\Gamma^* = 1,068$  МПа,  $G_\Gamma = 100$  кг/с,  $p_\Gamma = 0,6586$  МПа. Геометрические характеристики решетки (рис. 1):  $h = 110$  мм,  $R_{ср} = 645$  мм,  $z = 40$ ,  $\bar{t} = 0,746$ ,  $b = 135,86$  мм,  $R_{вх.кр} = 7$  мм,  $R_{вых.кр} = 0,7$  мм,  $\alpha_0 = 80^\circ$ ,  $\alpha_1 = 15,7^\circ$ ,  $d_\Gamma = 23,73$  мм,  $d_{отв} = 0,5$  мм.

Определить минимальный расход охладителя при заданных начальных условиях и заданном распределении отверстий можно по обводу профиля. При выборе расчетной сетки учи-



**Рис. 1. Область расчета:**

$F_{вх}$ ,  $F1-F4$  — входы охладителя в первом канале;  $A_{вых}$ ,  $A1-A9$  — входы охладителя во втором канале

тывают заданную геометрию каналов охлаждения. Полученные численные решения при варьировании расхода охладителя позволили определить минимальный расход для каждого ряда отверстий, для поддержания температуры защищаемой поверхности на уровне  $T_{ст} \leq 1000$  К. Граничные условия на входе в каналы системы охлаждения представлены в табл. 1.

Таблица 1

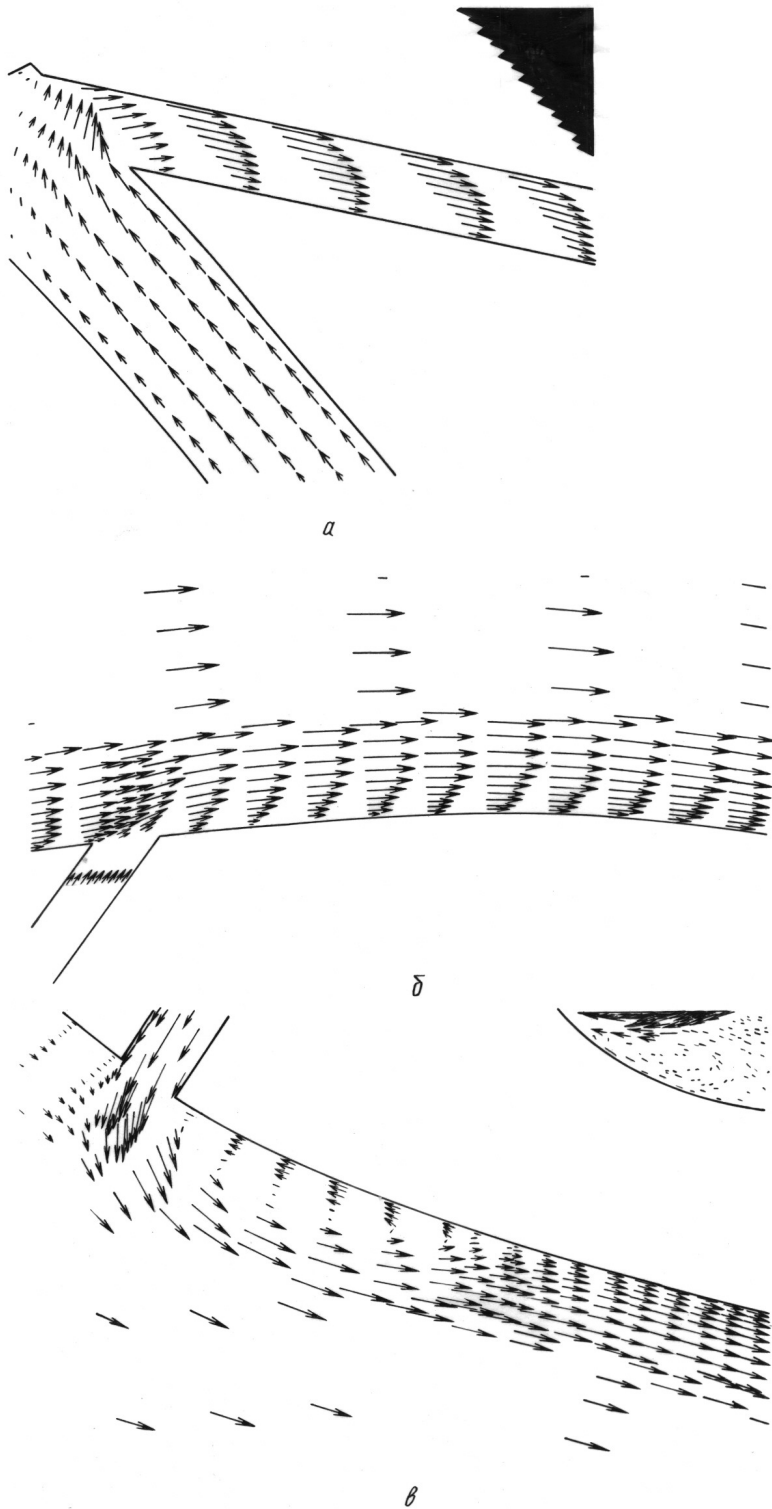
**Расход воздуха в каналах системы охлаждения**

№ варианта	F1 – F4, A1 – A9		$F_{вх}, A_{вых}$	
	$M, \text{кг/с}$	$\bar{g}, \%$	$M, \text{кг/с}$	$\bar{g}, \%$
1	$0,6 \cdot 10^{-4}$	0,0946	$2,4 \cdot 10^{-4}$	0,3785
2	$1 \cdot 10^{-4}$	0,1577	$3 \cdot 10^{-4}$	0,473
3	$1,6 \cdot 10^{-4}$	0,2523	$4,8 \cdot 10^{-4}$	0,7569
4	$2 \cdot 10^{-4}$	0,3154	$6 \cdot 10^{-4}$	0,9462
5	$2,4 \cdot 10^{-4}$	0,3785	$7,2 \cdot 10^{-4}$	1,1355
6	$3 \cdot 10^{-4}$	0,473	$9,0 \cdot 10^{-4}$	1,42
7	$4 \cdot 10^{-4}$	0,63	$1,2 \cdot 10^{-3}$	1,89
8	$6 \cdot 10^{-4}$	0,93	$1,8 \cdot 10^{-3}$	2,79

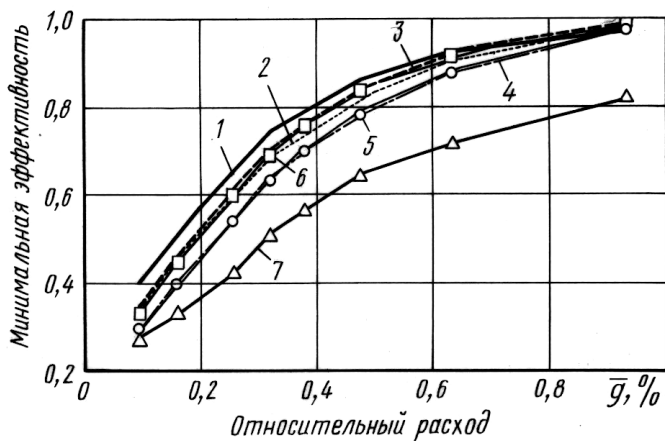
Анализируя результаты численного исследования структуры течения вблизи струи, истекающей из щели на криволинейной стенке, а также эффективность тепловой защиты стенки при комбинированном охлаждении, выявили:

1. Профиль скорости в каналах транспирации не симметричен относительно оси, в отличие от профиля скорости при турбулентном течении в трубе (рис. 2, а), и имеет максимум, сильно сдвинутый в сторону, прилегающую к предыдущему защищаемому участку. Это объясняется как локальным нагревом охладителя с этой стороны, так и влиянием сносящего потока.

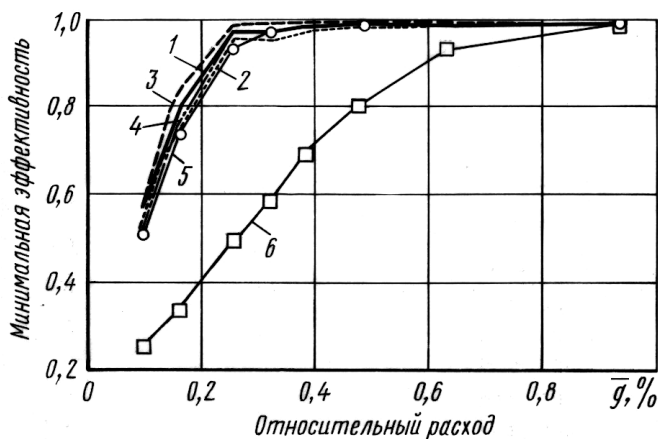
2. В области выдува (рис. 2, б) вниз по потоку наблюдается деформирование профиля скорости выдуваемого газа со смещением максимума к стенке. Это объясняется влиянием сносящего потока, который деформирует струю выдуваемого газа, тем самым, уменьшая проходное сечение транспирационного канала. Вниз по потоку за выдувом охладителя наблюдается быстрая эволюция профиля скорости от менее полного у стенки (полнота профиля зависит от угла выдува) к традиционному, турбулентному. Таким образом, за местом выдува охладителя завеса очень быстро теряет свою газодинамическую индивидуальность, что подтверждается работой [3].



**Рис. 2. Качественная структура распределения скорости в канале трансперации (*a*), в области выдува (*б*) и за местом выдува (*в*)**



а



б

**Рис. 3.** График изменения минимальной эффективности охлаждения  $\theta(g)$  для каналов, расположенных по “корытцу” (а) и “спинке” (б):

а — 1...7 — каналы F1, F2, A1...A5 соответственно; б — 1...6 — каналы F3, F4, A6...A9 соответственно

3. Вниз по потоку за местом выдува охладителя при углах выдува  $40^\circ \dots 50^\circ$  и расходах охладителя  $\bar{g} > 0,25\%$  (рис. 2, в) наблюдается рециркуляционная зона с размерами, зависящими от интенсивности вдува, что определяется локальным отрывом струи от защищаемой поверхности с последующим ее присоединением и подтверждается экспериментальными данными [9]. После присоединения струи профиль скорости становится традиционным, турбулентным.

4. На основе полученных зависимостей эффективности охлаждения  $\theta_{\min}$  на защищаемых участках от относительного расхода  $\bar{g}$  (рис. 3) были определены минимальные расходы охладителя для каждого канала охлаждения. Распределение суммарного расхода между каналами охлаждения приведено в табл. 2. Суммарный расход охладителя для участков “спинки” и “корытца” составил 5,9%.

## Минимальный расход воздуха в каналах системы охлаждения

№ канала	F1	F2	F3	F4	A1	A2	A3	A4
$\bar{g}$ , %	0,305	0,37	0,14	0,15	0,34	0,405	0,41	0,35
$M \cdot 10^3$ , кг/с	0,1967	0,2387	0,09	0,0968	0,219	0,2613	0,2645	0,2258
№ канала	A5	A6	A7	A8	A9	$F_{\text{вх}}$	$A_{\text{вых}}$	$A_{\text{сум}}$
$\bar{g}$ , %	0,65	0,13	0,15	0,155	0,41	1,2	1,035	5,9
$M$ , кг/с	0,4194	0,0839	0,0968	0,1	0,2645	0,774	0,6677	3,8

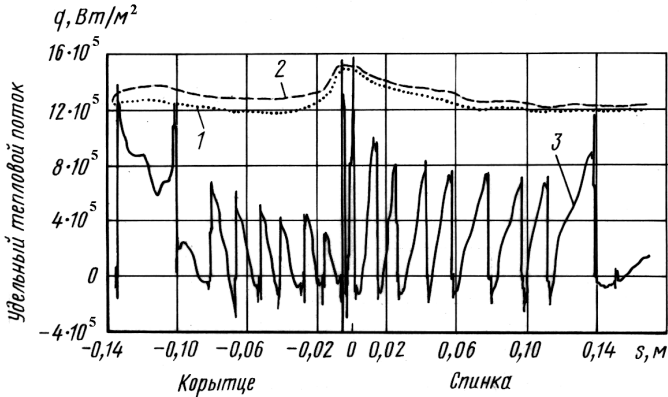


Рис. 4. Распределение плотности теплового потока  $q(s)$  по обводу профиля: 1, 2 — гладкая стенка; 3 — транспирация

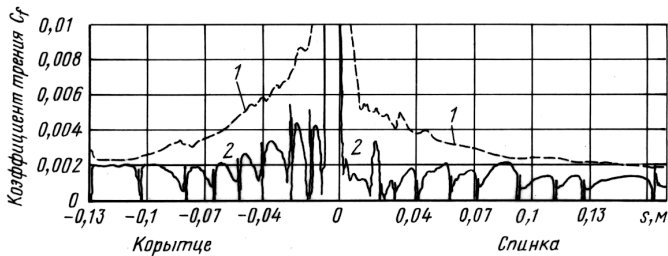


Рис. 5. Распределение коэффициента трения  $C_f(s)$  по обводу профиля (степень турбулентности  $Tu = 4\%$ ):

1 — гладкая стенка; 2 — транспирация

5. Распределение удельных тепловых потоков в стенку (рис. 4) показывает, что на начальном участке наблюдаются тепловые потоки, направленные от стенки к выдуваемому газу. Это объясняется влиянием теплообмена в стенке, что приводит к более высокой температуре стенки лопатки по сравнению с температурой выдуваемого газа.

6. Анализ распределения коэффициента трения  $C_f$  (рис. 5) показывает, что при применении транспирации коэффициенты трения уменьшились на начальных участках спинки и корытца, а ближе к выходной кромке влияние выдува уменьшается и коэффициент трения стремится к коэффициенту при обтекании непроницаемого профиля.

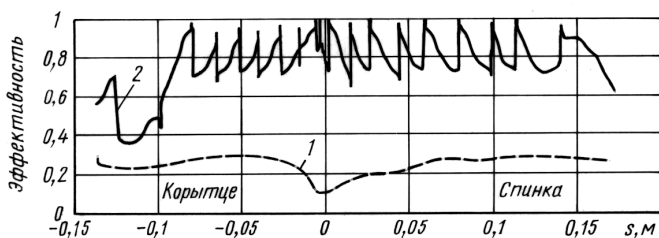


Рис. 6. Распределение эффективности комбинированного охлаждения  $\theta(s)$  по обводу профиля:

1 и 2 — см. рис. 5

7. Из распределения эффективности охлаждения  $\theta$  (см. рис. 6) видно, что на защищаемом участке между щелями имеется минимум эффективности в отличие от эффективности за одной щелью, где  $\theta$  монотонно убывает вниз по потоку за местом выдува. Это объясняется влиянием последующей щели.

8. Введение транспирационного охлаждения приводит к дополнительным потерям в сопловой решетке, связанным с затратами энергии на разгон и нагрев выдуваемого воздуха. Эти потери оценивались коэффициентом  $\zeta$ . Из анализа изменения коэффициента потерь  $\zeta$  в зависимости от суммарного расхода охладителя (рис. 7) установлено, что увеличение расхода воздуха на охлаждение приводит к росту коэффициента потерь  $\zeta$ .

**Выводы.** Разработанный метод расчета позволяет оптимизировать распределение транспирационных отверстий в области входной и выходной кромок и по обводу профиля (в отличие от обычных конструкторских решений, когда отверстия располагаются симметрично), что обеспечивает повышение эффективности охлаждения сопловой лопатки.

Показана возможность достижения эффективности охлаждения  $\theta = 0,72$  при  $T_r^* = 1800$  К и  $T_w = 1000$  К, относительном расходе охладителя  $\bar{g} = 5,9\%$ , меньшем по сравнению с конвективно-плочным охлаждением на 2%. При этом коэффициент потерь со-



Рис. 7. График изменения коэффициента потерь  $\zeta$  от суммарного расхода воздуха на охлаждение

ставил 9%, что на 1,6% больше, чем у лопатки без транспирации. Сравнение распределений тепловых потоков, локальных коэффициентов трения и эффективности охлаждения по обводу профиля показало преимущества рассматриваемого способа охлаждения и корректность разработанного метода.

*Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант 05-08-33500а).*

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Леонтьев А. И., Осипов М. И., Манушин Э. А., Иванов В. Л. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 541 с.
2. Осипов М. И. Сопряженный теплообмен в перспективных системах тепловой защиты проточных частей высокотемпературных энергетических установок // Сб. тез. докл. междунар. конф. “Образование через науку”. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – С. 448–449.
3. Osipov M., Gutschin A. The Conjugate Problem of Heat and Mass Transfer in Porous Media Section with Blowing of Coolant, Proc. Of International Conference and Exhibit Heat Exchangers for sustainable development., Lisbon, Portugal, 1998. P. 497–504.
4. Осипов М. И., Моляков В. Д., Тумашев Р. З. Исследование перспективных методов тепловой защиты проточных частей двигателей и энергоустановок // Сб. тез. докл. междунар. науч.-техн. конф. “Авиадвигатели XXI века”. – М., 2005. С. 306–307.
5. Osipov M., Eliseev Yu., Shy W. et al. Simulations of Turbulent Flows in Channel with Gas Injection in near wall Regions, Proc. of the 3-d workshop on Magnetic-Plasma Aerodynamics in Aerospace Applications, RAS, IVTAN, Moscow, 2001. – P. 122–124.
6. Osipov M. “Efficiency of Film Cooling with Influence of Surface Roughness”, Proc. Int. Conf. “Heat Transfer”, Brighton, Chem Y. Taylor. 1994, v. 3. – P. 95–101.
7. Лыков А. В., Перельман Т. Л. Тепло- и массообмен с окружающей газовой средой. – 1956. – 496 с.
8. Галицейский Б. М., Совершенный В. Д., Формалев В. Ф., Черный М. С. Тепловая защита лопаток турбин. – М.: Изд-во МАИ, 1996. – 356 с.
9. Репухов В. М. Теория тепловой защиты стенки вдувом газа. – Киев: Наукова думка, 1980.
10. Hylton L. D., Michele M. C., Turner E. R. Analytical and Experimental Evaluation of Heat Transfer Distribution over Surfaces of Turbine Vanes. NASA Technical Report, NASA-CI-168015.
11. Spalart P., Almeres S. A one-equation turbulence model for aerodynamic flows. Tech. Report AIAA-90-0489. AIAA. 1992.
12. Launder B. E., Spalding D. B. Lectures in Mathematical Models of Turbulence. Academic Press. London, 1972.
13. Choudhery D. Introduction to the Renormalisation Group Method and Turbulence Modelling. Fluent Inc. Technical Memorandum. TH-107, 1993.
14. Shih T. H., Liou W. W., Shabbir A., Zhu I. A new  $k-\varepsilon$  Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows. Model Development and Validation Computer Fluids, 24(3). – 1995. – P. 227–238.



15. W i l c o x D. C. Turbulence Modelling for CFD. Dew Industries. Inc.La-Canada, California, 1998.
16. M e n t o r F. R. Two-equation Eddy viscosity Turbulence Models for Engineering Application. AIAA Journal, 32(8). – 1994. – P. 1598–1605.

Статья поступила в редакцию 27.06.2006

Алексей Викторович Веретельник родился в 1979 г., окончил в 2002 г. МГТУ им. Н.Э. Баумана, Аспирант кафедры “Газотурбинные и нетрадиционные источники энергии” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор 5 научных работ.

A.V. Veretelnik (b. 1979) graduated from the Bauman Moscow State Technical University in 2002. Post-graduate of “Gas-turbine and Non-traditional Energy Sources” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of 5 publications.

---

УДК 625.032.32

В. В. Б е л я к о в, Ю. И. М о л е в

### **ВЛИЯНИЕ ПОДСТИЛАЮЩЕГО СЛОЯ ПОВЕРХНОСТИ ДВИЖЕНИЯ НА ВЕЛИЧИНУ ЭКСКАВАЦИОННОЙ ОСАДКИ ДВИЖИТЕЛЯ**

*Рассмотрен один из аспектов взаимодействия колеса с полотном пути, а именно влияние близлежащего недеформируемого слоя на глубину погружения колесного движителя в разрушаемый снежный покров. Полученные зависимости позволяют более точно рассчитать такие параметры взаимодействия колеса с дорогой, как сила тяги или сила сопротивления движению, а также получить зависимости изменения свойств снега, лежащего на дороге.*

Объем снега, подвергнувшегося экскавационному разрушению, принято находить из следующего уравнения [1]:

$$h_3 = \frac{V_{гр} G_{сц} \delta}{p_{шин} B_{кол}} = 1000 \frac{V_{гр} (\delta_1 + \delta_2)}{p_{шин} B_{кол}}, \quad (1)$$

где  $V_{гр}$  — объем грунтозацепов колес транспортных средств, равный произведению высоты рисунка протектора на коэффициент насыщенности рисунка протектора;  $G_{сц}$  — вес транспортного средства, приходящийся на одно колесо;  $\delta$  — коэффициент буксования с индексом 1 соответствует буксованию ведущих, а с индексом 2 — ведомых колес;  $p_{шин}$  — давление воздуха в шинах,  $B_{кол}$  — ширина рассматриваемого колеса. Однако при исследовании процессов образования и изменения снежного покрова на поверхностях дорог было установлено, что расчетные величины экскавационно разрушенного снега, остающегося на проезжей части, получаются меньшими в 2–3 раза, чем это происходит