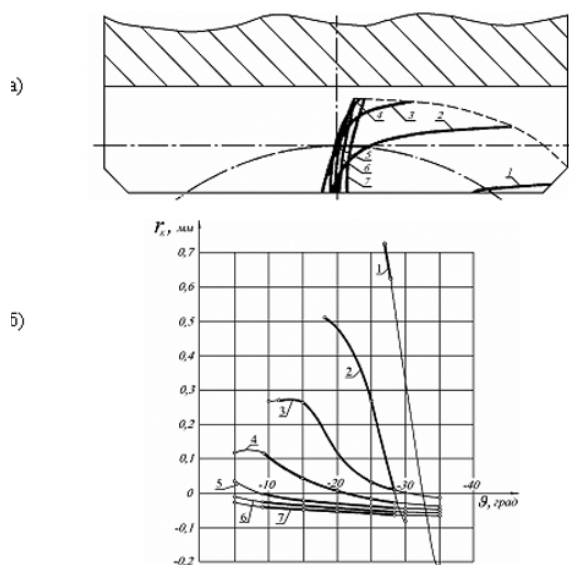


$$r_{\text{пл}} = r_K = \frac{ax - y}{\sqrt{1 + a^2 + b^2}}. \quad (21)$$



**Рис. 3.** Картина изменения  $r_K$  в зависимости от положения контактной точки на зубе колеса. Кривая соответствует  $\omega_1$ : 1) 116, 2) 107, 3) 98, 4) 90, 5) 81, 6) 72, 7) 63°

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Колчин Н.И. Аналитические основы дифференциального исследования зубчатых зацеплений // Тр. Ин-та машиноведения АН СССР. Семинара по теории машин и механизмов. – 1957. – Т. 16. – Вып. 64. – С. 26–53.

Заметим, что при  $\omega_1 = \text{const}$  скорость контакта пропорциональна множителю  $r_{\text{пл}}$  и, следовательно, достаточно исследовать функцию (21), чтобы получить картину изменения самой скорости.

Нами был исследован вариант глобоидной пары с параметрами  $u=41$ ;  $a_w=80$  мм и радиусом  $r_{w1}$ , совпадающим с радиусом  $r_1$  делительной окружности колеса. Контактные линии на зубе колеса, построенные через равные интервалы угла  $\omega_1$  поворота колеса, изображены на рис. 3, а.

Углы  $\omega_1=107^\circ$  и  $117^\circ$  соответствуют входу витков червяка в зацепление, а углы  $\omega_1=63^\circ$  и  $72^\circ$  – выходу.

На рис. 3, б, показан характер изменения множителя  $r_K$  в масштабе  $1:\omega_1$  скорости перемещения контакта  $V_K$ . Можно видеть, что действительно скорости точек контактных линий на входе максимальны, а на выходе минимальны и даже противоположны по направлению. Следовательно, данный вариант имеет неблагоприятную зону зацепления на выходе, где наблюдается двукратное воздействие контакта на поверхности зуба колеса.

Таким образом, если изображение контактных линий позволяет представить характер скорости перемещения точек по поверхности, то изложенный метод дает возможность оценить эту скорость численно с высокой степенью точности.

2. Колчин Н.И. Обработка винтовых поверхностей эллиптическими и круговыми цилиндрами // Тр. Ленингр. механ. ин-та. – 1962. – № 23. – С. 39–47.

УДК 622.233.45

## РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ПНЕВМОУДАРНОГО МЕХАНИЗМА ПЕРФОРАТОРА

А.Н. Глазов

Томский политехнический университет  
E-mail: ZVM@tpu.ru

*Рассматриваются закономерности рабочих процессов и цикла работы ударного узла колонкового перфоратора по осциллограмме работы и по построенным графическим зависимостям: давление – объём газа, давление – удельный объём воздуха, показатели термодинамических процессов и относительного энергообмена по времени, полной внутренней энергии воздуха по пути поршня и по времени, удельной внутренней энергии воздуха по пути поршня.*

#### Введение

В пневматических машинах превращение энергии сжатого воздуха в механическую работу связано с целым комплексом сложных газодинамических и термодинамических процессов. Отсутствие экспериментальных данных о закономерностях и показателях рабочих процессов в камерах пневмоударных механизмов затрудняет создание теории и проектирование ручных и бурильных машин.

В данной работе излагаются результаты исследования рабочих процессов нового пневмоударного узла [1] колонкового перфоратора с независимым вращением бура, который прошёл испытания в лаборатории ВНИПИрудмаша и на руднике Лениногорского полиметаллического комбината. В сравнении с ударным узлом перфоратора ПК 75 у нового механизма расход воздуха меньше на 52...58 %, общий уровень шума ниже на 8...10 дБ, выше техническая скорость бурения, удельный

расход воздуха ниже в 2,3 раза и по данному показателю ударный узел превосходит известные промышленные аналоги.

**Термодинамические процессы пневмоударного узла**

Ударный узел, рис. 1, содержит цилиндр – 1 с выхлопными окнами *e* и *в*, в котором перемещается поршень – 2. В момент удара энергия движения поршня передаётся штанге – 3. Распределительные органы выполнены в виде клапанов – 4 и 6 и толкателей с ограниченным ходом – 5 и 7, установленных в гнездах распределительной коробки – 8. Над толкателем – 5 закреплён дроссель – 9. В нижнем положении клапана садятся на клапанную плиту – 10. Камеры *o* и *p* над клапанами сообщаются через командные каналы *c* и *d* с передней и задней камерами цилиндра соответственно. Верхнюю часть цилиндра закрывает крышка – 12. Над распределительной коробкой – 8 установлена крышка – 11. Трубка – 13 служит для подачи промывочной жидкости. Канал *г* является впускным для передней камеры. Отверстие *н*, сообщающееся с атмосферой, выполнено с целью ликвидации противодавления воздуха на торец штока поршня – 2.

В таблице приведены параметры ударного узла без вращателя става, полученные на стенде в ТПУ при работе короткой штангой по бетонному блоку.

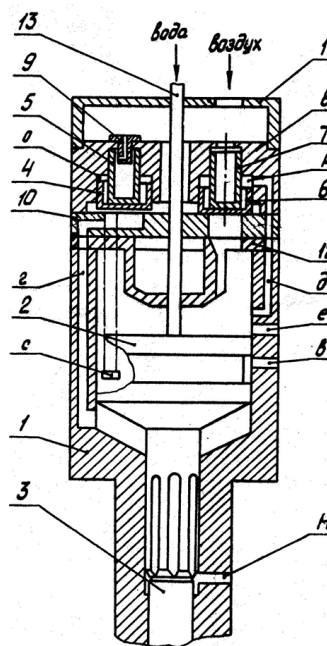
**Таблица.** Энергетические параметры ударного узла

Параметр	Обозначение	Размерность	Давление, МПа	
			0,5	0,4
Скорость предупредная	$V_y$	м/с	7,8	6,7
Расход воздуха	$Q$	м <sup>3</sup> /мин	4,2	3,4
Частота ударов	$n$	Гц	37,3	34
Энергия удара	$A_y$	Дж	164,8	121,7
Ударная мощность	$N$	кВт	6,105	4,133
Удельный расход воздуха	$q$	м <sup>3</sup> /мин-кВт	0,687	0,82

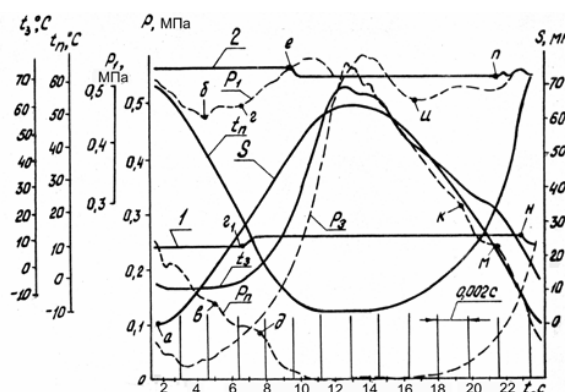
Термодинамическим процессом называют последовательное изменение параметров газа при переходе его из одного состояния в другое. Состояние газа характеризуется давлением, удельным объёмом и температурой. В пневмоударных механизмах протекают процессы при переменной массе газа, зависящие от времени. Анализ рабочих процессов проводился с известными допущениями. Ниже приведены результаты исследования для давления воздуха в сети 0,5 МПа.

Закономерности изменения давления и температуры воздуха в задней и передней от штанги камерах видны из осциллограммы работы узла, рис. 2.

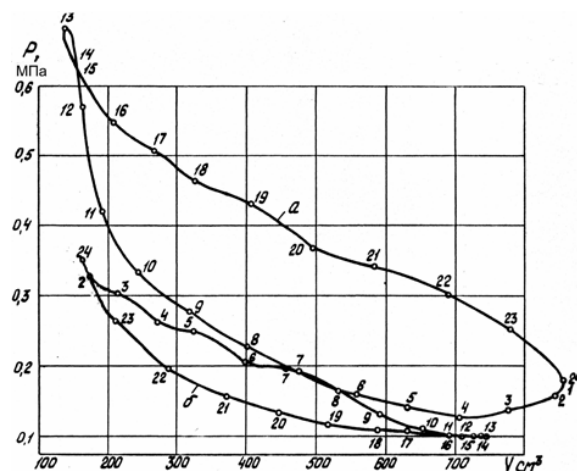
Рис. 3 дает представление о закономерностях индикаторных диаграмм исследованного ударного механизма. Отношение площадей индикаторных диаграмм задней и передней камер больше, чем у многих применяемых типов перфораторов. Наблюдается довольно низкое предвыхлопное давление воздуха.



**Рис. 1.** Принципиальная схема пневмоударного узла



**Рис. 2.** Осциллограмма работы ударного узла: 1-2 – перекидка клапанов передней и задней камер;  $P_3, P_2, P_1$  – давление воздуха в камерах;  $t_2$  и  $t_1$  – температура воздуха в камерах;  $S$  – перемещение поршня



**Рис. 3.** Индикаторные диаграммы пневмоударного узла: а) задняя; б) передняя камера цилиндра

Используя уравнение Клапейрона, были построены диаграммы давление – удельный объем воздуха в рабочих камерах, рис. 4. На рис. 3 и 4 давление воздуха абсолютное. Рассмотрим сущность процессов в камерах (рис. 2–4).

В начале прямого хода поршня (временной участок 13–14) температура воздуха в задней камере равна 68 °С, а давление газа выше 0,5 МПа. Волнообразный характер кривой температуры на участке 12–15, рис. 2, объясняется выталкиванием и последующим поступлением газа из предклапанной полости в заднюю камеру. По мере движения поршня температура воздуха снижается вследствие его впуска и расширения. Удельный объем газа (рис. 4) возрастает, т.е. рабочее тело расширяется и совершает внешнюю работу. Точка *k* на кривой давления  $P_3$  соответствует открытию командного канала  $d$  (рис. 1) и подаче управляющего импульса на закрытие впускного окна задней камеры. На участке 21–22 начинается открываться выхлопное окно. Воздух истекает в атмосферу, поэтому его давление и температура падают, а удельный объем увеличивается. В начале обратного хода поршня (участок 1–4) продолжается истечение газа из задней камеры. После точки 7 (рис. 2 и 4) параметры воздуха изменяются несколько заметнее, т.к. закрылся командный канал. Повышенная скорость нарастания давления газа на участке 10–13 объясняется сжатием и поступлением нового воздуха из сети.

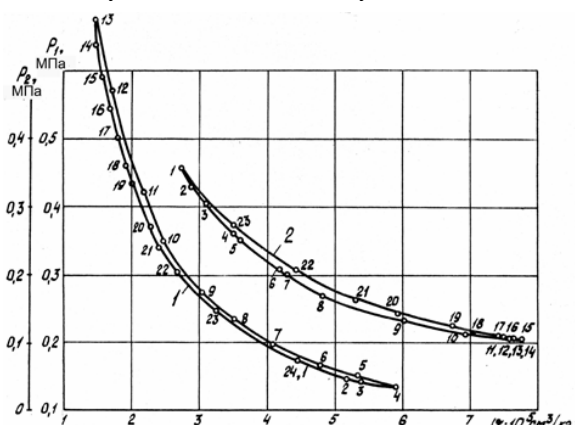


Рис. 4. Зависимость удельного объема от давления сжатого воздуха для камер цилиндра: 1) задней; 2) передней

Рассмотрим состояние газа в передней камере. После удара поршня по штанге начинается его обратный ход под действием импульса отскока и давления воздуха. В увеличивающийся объем поступает воздух из предклапанной полости. Давление и температура газа в камере падают, а удельный объем возрастает, т.е. наблюдается расширение рабочего тела. На кривой давления  $P_n$  точка *v* соответствует открытию командного канала, а точка *d* – началу выхлопа воздуха из камеры.

Зависимости давление – удельный объем в логарифмических координатах выглядят в виде нескольких отрезков прямых, т.е. реальный процесс складывается из ряда политропных процессов, рис. 5.

Полученные результаты позволяют заключить, что процесс расширения газа близок к адиабатному. Известно, что максимальная работа газа достигается при изотермическом процессе расширения, т.е. при интенсивном подводе тепла. Реально этого не происходит, т.к. во-первых, расширение протекает сравнительно быстро, поэтому подвод тепла от стенки цилиндра незначителен, во-вторых, в камеру поступает холодный воздух из сети. На небольшом временном участке в период остановки поршня наблюдается постоянство удельного объема воздуха и процесс, близкий к изохорному.

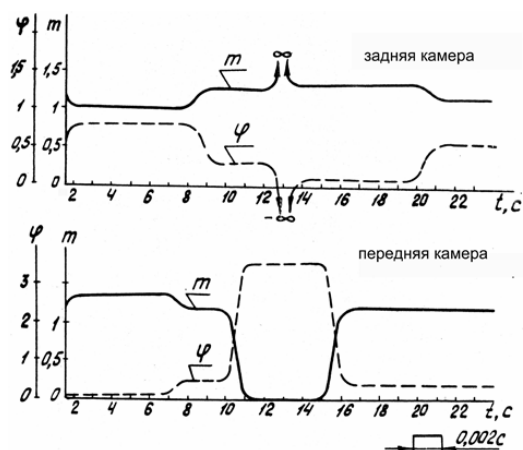


Рис. 5. Зависимость показателей термодинамического процесса  $m$  и относительного энергообмена  $\varphi$  от времени при давлении воздуха в сети 0,5 МПа

### Массоэнергообменные процессы механизма

В цилиндре масса газа изменяется за счет присоединения новых порций сжатого воздуха из сети, отделения небольшой его части в командный канал, выпуска имеющегося в камерах сжатого воздуха в атмосферу через выхлопное окно. Кривая давления воздуха  $P_1$  (рис. 2) в предклапанной полости и диаграммы 1 и 2 работы клапанов позволяют судить о скорости и моментах начала и окончания впуска воздуха в цилиндр. На осциллограмме точки *e* и *n* соответствуют моментам отрыва клапанов от седла, а точки *n* и  $z_1$  – прекращению впуска воздуха в заднюю и в переднюю камеры соответственно. Точки *k* и *v* соответствуют началу поступления сжатого воздуха в командные каналы, а точки *d* и *m* – началу выхлопа воздуха из камер в атмосферу.

В ударном узле реализован цикл работы с отсечкой камер от предклапанной полости к моменту открытия выхлопных окон. До 20 % времени цикла газ не подается в камеры. В большинстве применяемых пневмударных механизмов сжатый воздух непрерывно подается в цилиндр. Так, в прототипе – перфораторе ПК 75 около 23 % времени цикла происходит прямое истечение газа из сети через цилиндр и выхлопное окно в атмосферу. Во многих типах ручных молотков и перфораторов такое непроизводительное истечение энергоносителя наблюдается до 32 % времени цикла работы.

Одной из задач, решаемых в области термодинамики, является выявление особенностей преобразования подведенной к рабочему телу в цилиндре энергии. Для определения направленности и характеристик распределения энергии в термодинамической системе служит показатель относительного энергообмена  $\varphi$ , который определяется из зависимости [2]

$$m = k - (k-1)\varphi,$$

где  $k$  – показатель адиабаты.

Показателем  $\varphi$  оценивается соотношение между тепловыми и механическими взаимодействиями рабочего тела в камере с внешней средой. Чем выше от нуля значение показателя энергообмена, тем больше тепловое взаимодействие.

В результате взаимодействия рабочего тела в цилиндре с окружающей средой изменяется его внутренняя энергия. Полную  $U$  и удельную  $u$  внутреннюю энергию определяют по формулам [2]

$$U = pV/k-1; u = RT/k-1,$$

где  $p$  – абсолютное давление воздуха;  $V$ ,  $T$  – объем и абсолютная температура воздуха,  $R$  – универсальная газовая постоянная.

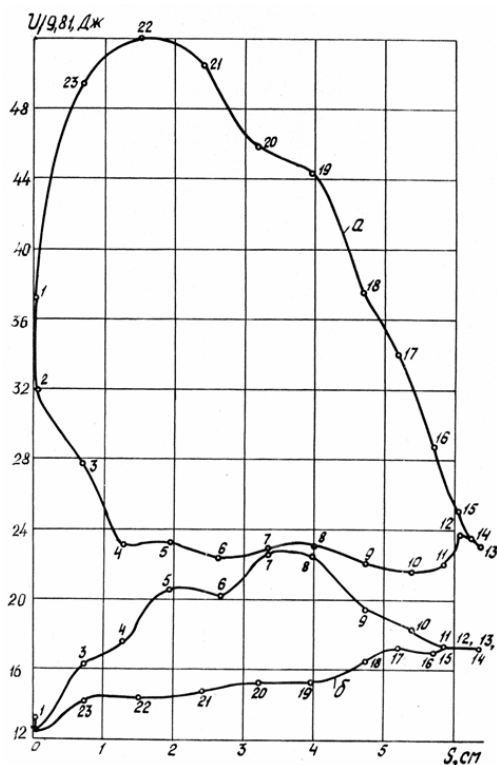


Рис. 6. Изменение полной внутренней энергии сжатого воздуха по пути поршня: а) задняя; б) передняя камера

Рассмотрим особенности изменения энергии газа в камерах цилиндра (рис. 6, 7). В задней камере на временном участке 1–4 энергия уменьшается из-за затрат работы на выталкивание и истечение воздуха в атмосферу. Далее давление воздуха увеличивается, но его объем уменьшается. На участке 12–14 энергия газа уменьшается из-за его выталкивания в предклапанную полость.

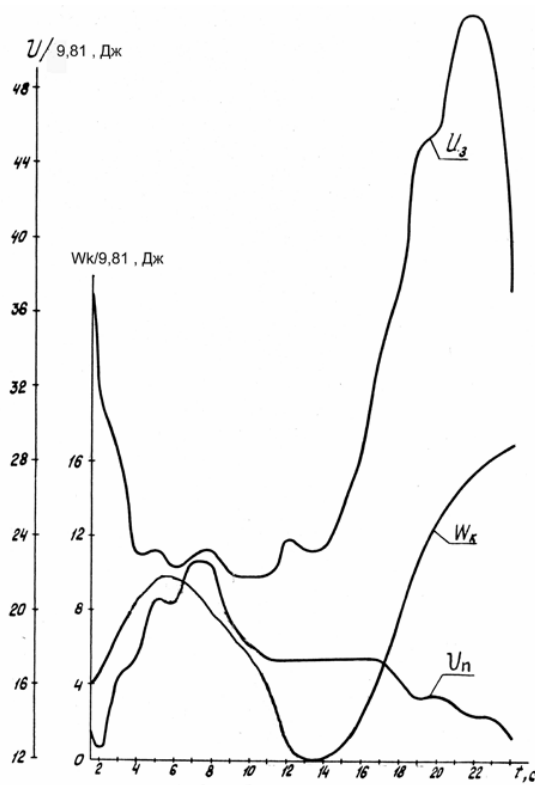


Рис. 7. Зависимость полной внутренней энергии сжатого воздуха в цилиндре и кинетической энергии поршня от времени:  $U_z$ ,  $U_n$  – в задней и передней камерах цилиндра;  $W_k$  – кинетическая энергия поршня

В период прямого хода поршня поступающая энергия идет на повышение внутренней энергии и на механическое взаимодействие с поршнем. Некоторое отклонение от тенденции роста энергии на участке 19–20 наблюдается из-за отделения части воздуха в командный канал. Начиная с участка 21–22 происходит выхлоп воздуха из задней камеры.

В передней камере энергия поступающего газа в период обратного хода расходуется на увеличение энергии рабочего тела и на перемещение поршня. Уменьшение энергии на участке 7–15 связано с прекращением впуска воздуха и с его выхлопом из камеры. В период прямого хода поршня наблюдается снижение энергии рабочего тела из-за утечек через шлицы штока и в командный канал.

Процессы теплообмена между сжатым воздухом в камерах и внешней средой через стенки цилиндра являются, как показали наши исследования [3], составной частью рабочих процессов пневмодарных механизмов. Необходимым и достаточным условием теплообмена является разность температур. Потoki тепла находятся в строгом соответствии с распределением температуры и распространяются по поверхности цилиндра в сторону выхлопного окна, где из-за большой скорости истечения и резкого расширения воздуха происходит охлаждение цилиндра. Наблюдается небольшой нагрев задней части цилиндра благодаря периодическому сжатию газа в задней камере. Передняя часть цилиндра на-

гревается заметнее и в большей степени в результате соударения поршня, штанги и буksы механизма. Температурное поле поверхности задней и передней частей молотка одномерное, а в зоне выхлопных окон двумерное:

$$t=t(x,y,\tau),$$

где  $x, y$  – координаты точек;  $\tau$  – время работы механизма. При одномерном поле  $dt/dy=0$ . Таким образом, экспериментально установлено, что в пневмоударном механизме существует отвод тепла от рабочего тела в атмосферу.

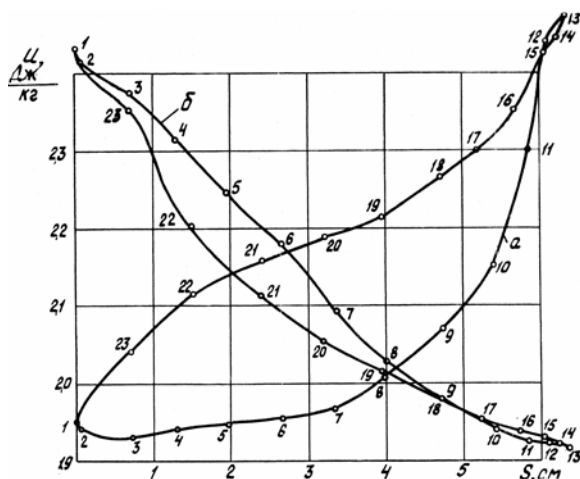


Рис. 8. Расчетное изменение удельной внутренней энергии воздуха: а) задняя; б) передняя камера

Характер изменения удельной энергии воздуха в камерах виден из рассчитанных по эксперимен-

тальным данным зависимостей (рис. 8). Нижняя ветвь диаграммы характеризует изменение энергии рабочего тела в период уменьшения объема рабочей камеры, а верхняя – при увеличении объема камеры. Из представленных зависимостей следует, что удельная энергия воздуха уменьшается при увеличении объемов камер.

### Заключение

В пневмоударном механизме происходит механическое, тепловое и массоэнергообменное взаимодействие рабочего тела в камерах с внешней средой. Выявлены закономерности изменения параметров рабочих процессов. Установлено, что в камерах протекают процессы с разными показателями политропы. Определены значения показателей термодинамического процесса и относительного энергообмена, что позволяет более обоснованно проводить расчет пневмоударных механизмов.

Доказана возможность создания пневмоударного механизма с низким абсолютным и удельным расходом сжатого воздуха. Показано, что низкий удельный расход воздуха достигнут благодаря применению двух автономных распределительных органов с командными каналами. Особенности цикла работы созданного механизма являются: отсечка рабочих камер от сети к моменту открытия выхлопного окна, использование внутренней энергии воздуха, максимальное давление газа в задней камере выше сетевого, асимметрия фаз распределения энергоносителя по камерам, довольно низкое предвыхлопное давление рабочего тела.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А.с. 575416 СССР. МКИ<sup>2</sup> E21C 3/24. Устройство ударного действия / В.И. Бабуров, А.Н. Глазов, А.Н. Шайтаров, Е.А. Шаповалов. – Оpubл. в Б.И., 1977, № 10.
2. Мамонтов М.А. Основы термодинамики тела переменной массы. – Тула: Тульское книжное изд-во, 1970. – 97 с.
3. Горбунов В.Ф., Глазов А.Н., Бабуров В.И. О нагреве пневматических молотков // Гигиена и санитария. – 1976. – № 8. – С. 109.

УДК 539.3

## ФОРМУЛИРОВКА УРАВНЕНИЙ ДВУМЕРНОЙ ТЕОРИИ УПРУГОСТИ В ВИДЕ КРАЕВОЙ ЗАДАЧИ ДЛЯ СИСТЕМЫ КОШИ-РИМАНА

А.А. Светашков, А.В. Махов

Томский политехнический университет  
E-mail: alex@aurigma.com, astrodep@niipmm.tsu.ru

Использованы соотношения между собственными векторами системы уравнений плоской задачи теории упругости в перемещениях. Получена новая формулировка краевой задачи теории упругости в случае заданных на границе напряжений в виде задачи Дирихле для уравнений равновесия в виде системы дифференциальных уравнений первого порядка – системы Коши-Римана.

### Введение

Классическая постановка плоской задачи теории упругости, как известно [1, 2], включает в себя уравнения равновесия в перемещениях или в напряжениях (Лямэ и Бельтрами-Мичелла), представ-

ляющих собой системы дифференциальных уравнений в частных производных второго порядка, плюс соответствующие граничные условия. Между тем хорошо известна другая формулировка системы уравнений равновесия, которая в отличие от систем