

Канд. техн. наук **А.А.ЯКОВЛЕВ**,
канд. техн. наук **Е.М.КУЛИКОВ**,
канд. техн. наук **В.А.ШАПОШНИКОВ**,
МГУИЭ

Компактный теплообменник высокого давления

A design and characteristics are presented of a compact plate-fin heat exchanger capable to work at high pressures. Heat exchangers of such design feature increased strength and can be used in heat pumps and refrigerating machines where ecologically safe carbon dioxide is used as a refrigerant.

В холодильной и криогенной технике широко используют компактные и высокоэффективные пластинчато-ребристые теплообменники. Однако при создании пластинчато-ребристых теплообменников, способных работать при высоких давлениях, возникают значительные трудности. В МГУИЭ разработан пластинчато-ребристый теплообменник, который не только имеет основные преимущества, характерные для теплообменников такого типа, но и выдерживает высокие давления [1]. Эта разработка, на наш взгляд, может оказаться актуальной, например, при реализации проектов создания тепловых насосов и холодильных машин, в которых хладагентом служит диоксид углерода. Расчеты показывают, что на основе этого экологически чистого хладагента можно получить эффективные холодильные циклы, давление в которых достигает до 10...12 МПа.

Теплообменник включает множество одинаковых прямоугольных, плакированных припоем ли-

стов 1 (рис. 1), имеющих перфорацию в виде параллельных, заканчивающихся отверстиями 4 наклонных прорезей 2, между которыми расположены ребра 3. Любое число отдельных листов складывают в пакет 5 так, чтобы наклоны прорезей в двух соседних листах были направлены в противоположные стороны, что достигается поворотом вертикальной оси на 180° каждого последующего листа относительно предыдущего.

Взаимно контактирующие поверхности сформированного таким образом пакета припаивают одну к другой. В результате образуется ряд параллельных полостей 6 с развитой теплообменной поверхностью (проницаемой для теплоносителя), разделенных герметичными стенками 7.

Отверстия 4 образуют каналы 8, обеспечивающие доступ тепло-

носителя к обеим сторонам полостей 6 по всей толщине пакета 5, который закрывается с обеих сторон покрывными листами 9, выполненными из того же плакированного припоем металла и спаенными вместе со всем пакетом. Покрывные листы повернуты один относительно другого на 180° вокруг горизонтальной оси и имеют одно для каждой из полостей отверстие 10, соответствующее отверстиям 4 на листах 1, причем отверстия для двух соседних дорожек располагаются на противоположных сторонах покрывного листа.

Отверстия 10 на каждом из концов покрывных листов объединены приварными коллекторами, обеспечивающими распределение теплоносителей по соседним полостям 6. Один из теплоносителей подводится по нижнему коллектору с одной стороны пакета и выводится из верхнего коллектора с противоположной сто-

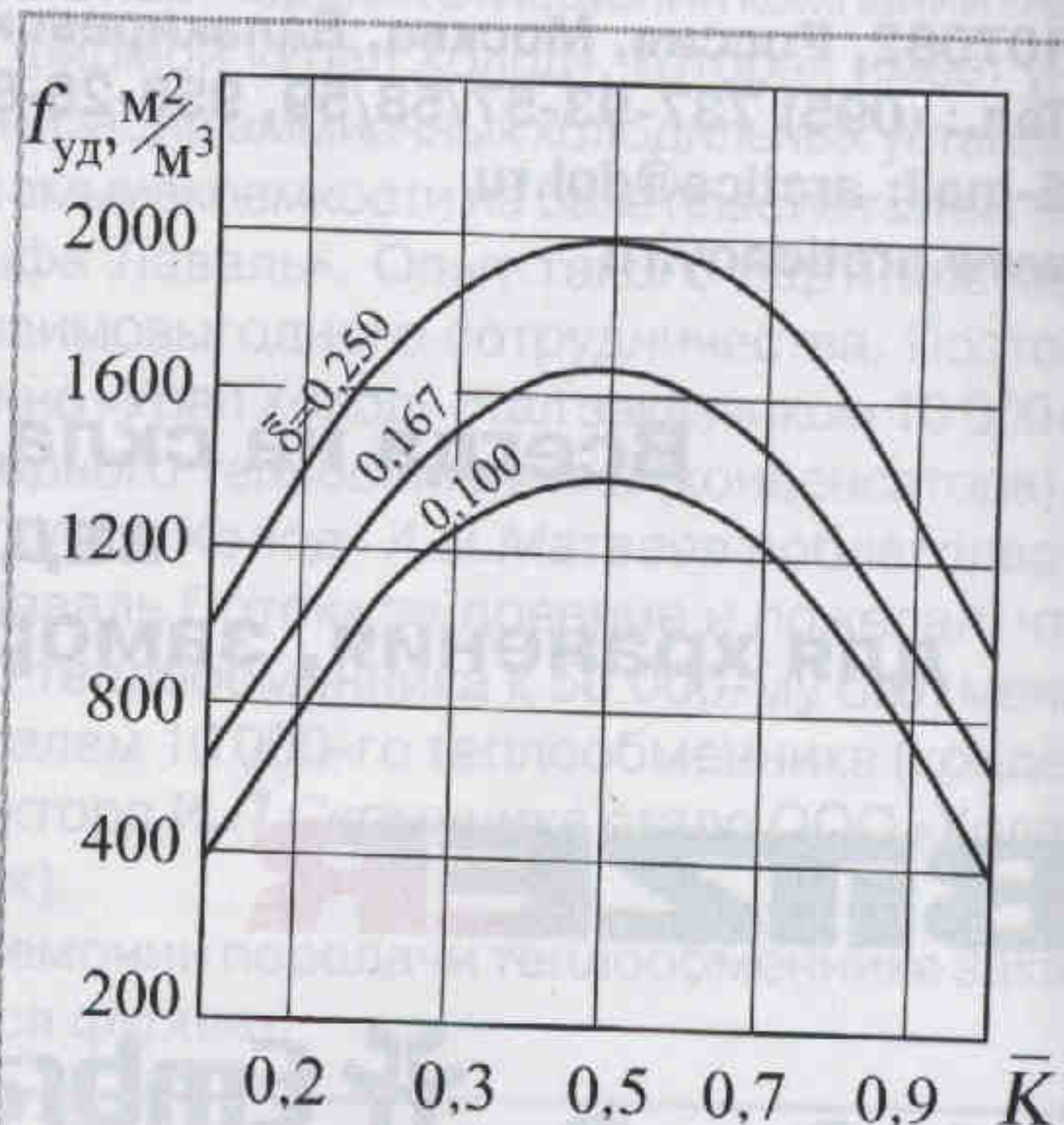
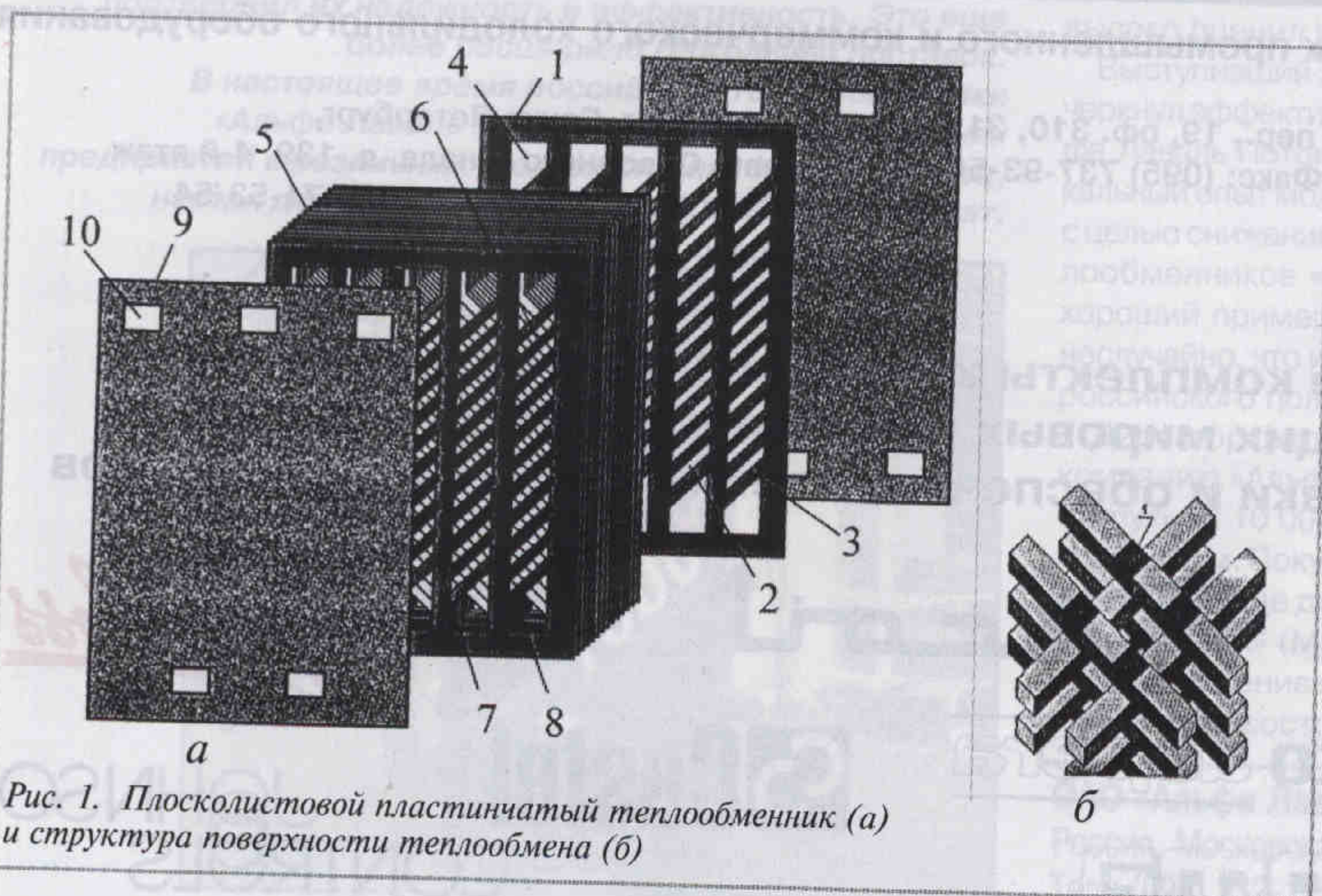


Рис. 2. Зависимости $f_{уд} = \varphi(\bar{K}, \bar{\delta})$ для листов толщиной $\delta = 0,5$ мм

роны. Другой теплоноситель подводится к верхнему коллектору со стороны, противоположной выводу первого теплоносителя, и выводится из нижнего коллектора со стороны, противоположной входу первого теплоносителя.

В результате теплоносители противотоком движутся в соседних полостях 6 вдоль плоскости листов, обмениваясь теплом через ребра 3 и стенки 7.

На основании простых геометрических соображений удельная площадь поверхности теплообмена ($\text{м}^2/\text{м}^3$), характеризующая компактность теплообменника:

$$f_{\text{уд}} = \frac{2}{\delta} [\bar{K} - \bar{K}^2 + \bar{\delta}], \quad (1)$$

где δ — толщина листа;

$\bar{K}$ — относительная ширина прорезей, равная K/t ;

K и t — ширина и шаг прорезей;

$\bar{\delta}$ — относительная толщина листа, равная, δ/t .

На рис. 2 для поверхностей, сформированных из листов с $\delta = 0,0005$ м, представлена зависимость $f_{\text{уд}}$ от $\bar{K}$ и $\bar{\delta}$.

Максимальное значение $f_{\text{уд}}$ для любых $\bar{\delta}$ приходится на $\bar{K} = 0,5$.

Изменение $\bar{K}$ в пределах $0,7 > \bar{K} > 0,3$ не приводит к существенному уменьшению $f_{\text{уд}}$, но при этом увеличение $\bar{K}$ влечет за собой пропорциональное снижение массы, а уменьшение $\bar{K}$ — увеличение прочности, так как усилию, разрывающему теплообменник в направлении, нормальном к плоскости листов, сопротивляются ромбовидные спаи в перекрестках полок.

Относительная площадь спаев, сопротивляющихся этому усилию, $S_{\text{сп}} = (1 - \bar{K})^2$. При определенном допустимом напряжении в спаях, равном $\sigma_{\text{доп}}$, избыточное давление среды, которое может выдержать теплообменник, $p_{\text{изб}} = \sigma_{\text{доп}} (1 - \bar{K})^2$.

На рис. 3 представлена зависи-

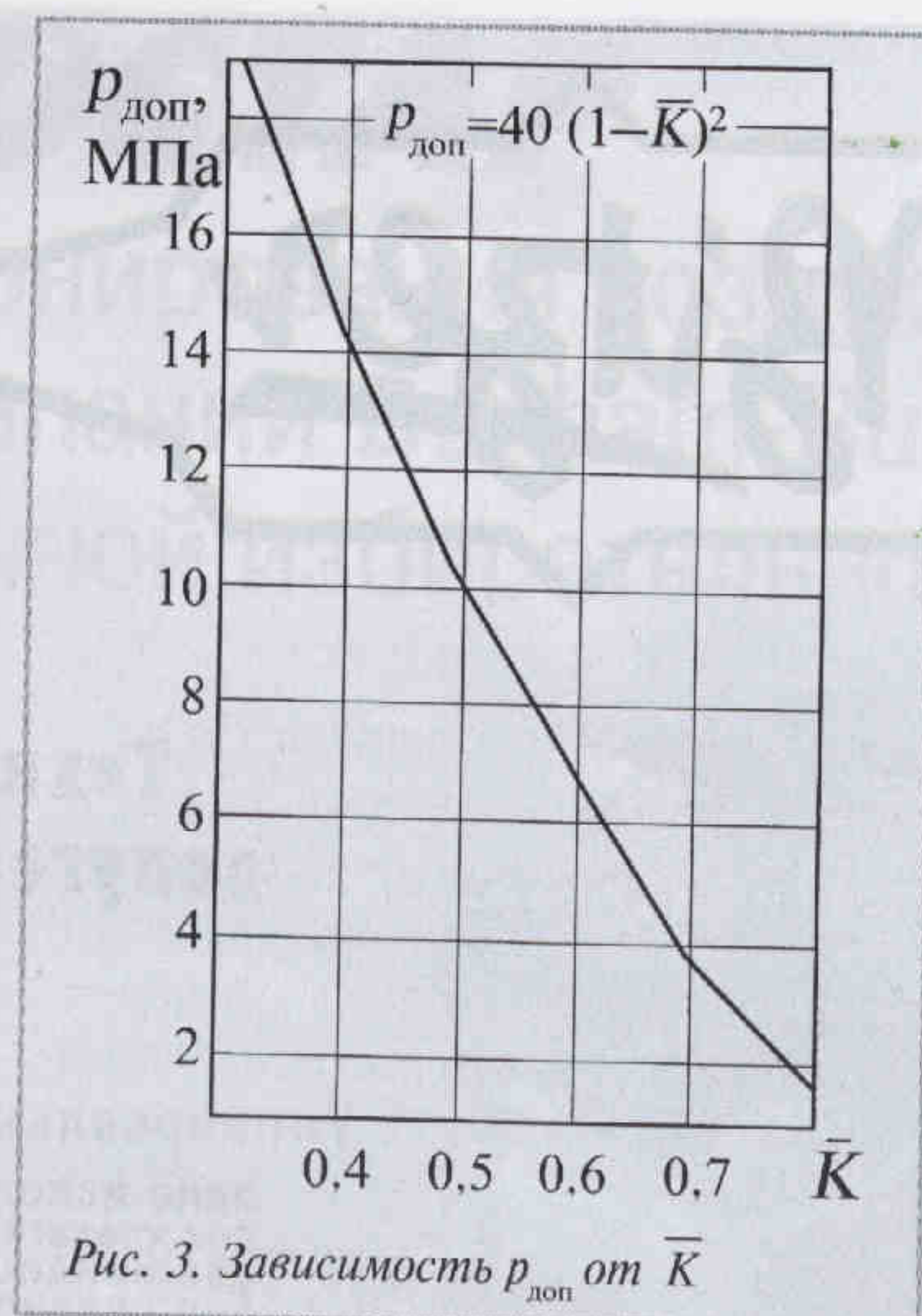


Рис. 3. Зависимость $p_{\text{доп}}$ от $\bar{K}$

мость максимального избыточного давления $p_{\text{изб}}$ от $\bar{K}$ для теплообменника, спаянного из алюминиевых листов, для которых допустимое напряжение в спаях $\sigma_{\text{доп}} = 40$ МПа.

Как видно, избыточное давление, которое выдерживает теплообменник, достигает 15...20 МПа при $\bar{K} = 0,3...0,4$.

Исследование тепловых и гидравлических характеристик таких теплообменников [2] позволило получить следующие зависимости для определения коэффициента теплоотдачи и гидравлического сопротивления:

для $Re < 680$

$$Nu = 0,02 Re^{1,2} Pr^{0,33};$$

$$\Delta p = [\sum \xi_{\text{т.м}} (50/Re^{0,6}) n] w^2 \rho / 2$$

и для $Re > 680$

$$Nu = 0,52 Re^{0,7} Pr^{0,33};$$

$$\Delta p = (\sum \xi_{\text{т.м}} n) w^2 \rho / 2,$$

где $Re = w d_{\text{эк}} / \nu$;

$$d_{\text{эк}} = 4\epsilon / f_{\text{уд}}.$$

Здесь w — линейная скорость в свободном сечении, м/с;

ϵ — свободный объем структуры теплообменной поверхности;

ν — кинематический коэффициент вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$.

$\sum \xi_{\text{т.м}}$ — сумма табличных значений местных сопротивлений для турбулентного режима течения на длине одного шага перфорации в

направлении движения потока; $n = L/z_0$.

Здесь L и z — длина и шаг перфорации в направлении движения потока.

Сумма местных гидравлических сопротивлений на длине одного шага включает два резких расширения, два резких сужения и два резких поворота. Исследования проводили в области чисел Рейнольдса $40 < Re < 2000$.

Оценить эффективность описанной теплообменной поверхности можно с помощью энергетического коэффициента, представляющего собой отношение количества теплоты, отданной потоком теплоносителя поверхности теплообмена, к работе, затраченной на преодоление гидравлического сопротивления. Такая оценка показала, что в области высоких затрат энергии на перемещение потока разработанный компактный теплообменник превосходит другие пластинчато-ребристые и матричные теплообменники.

Однако, если на перемещение потока затрачивается энергии меньше $1...2$ Вт/м², то целевые матричные теплообменники и некоторые из пластинчато-ребристых по своей энергетической эффективности превосходят исследуемый.

Пайку таких теплообменников можно выполнять на том же технологическом оборудовании, что и пайку других пластинчато-ребристых теплообменников, но оснастка для их сборки перед помещением в печь значительно проще.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Патент 2055295 РФ М.К.И. 2809/00 Теплообменник.

2. Яковлев А.А., Куликов Е.М., Шапошников В.А. Пластинчатый теплообменник высокого давления // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 1999. № 11.