

ЗИП. Сошедшиеся значения отвечают оптимальной стратегии управления запасами выбранных объектов. Экономия составила около 12% в обоих примерах.

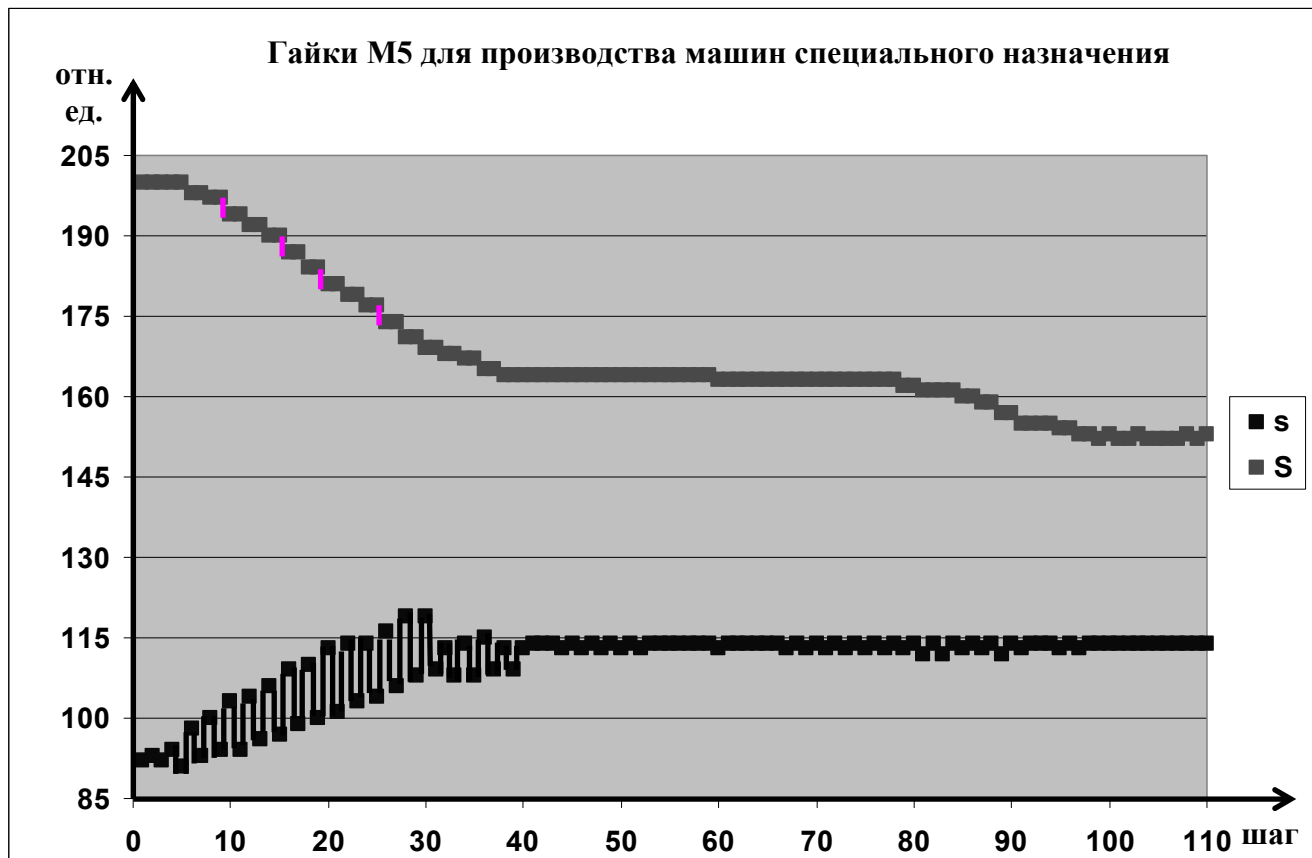


Рисунок 4 — Графики изменения уровня запасов гаек М5 для производства машин специального назначения

#### Литература

1. Рыжиков, Ю.И. Теория очередей и управления запасами / Ю.И. Рыжиков. — СПб. : Питер, 2001. — 384 с.
2. Радионов А.Р., Радионов Р.А. Нормирование и управление производственными запасами и оборотными средствами предприятия. Москва, ЗАО «Издательство «Экономика» 2005. — 614 с.
3. Антипенко В.С. Задачи управления запасами со случайным спросом и случайным временем задержки. Ж. «Автоматика и телемеханика», Москва — № 7, 1974.

#### **Снижение термических напряжений в пластинчатом теплообменнике на нестационарных режимах работы**

Исхаков В.С., д.т.н. проф. Меркулов В.И., Сугоняев М.В.  
ОАО НПО «Наука», МГТУ «МАМИ»  
mv.sugonyaev@gmail.com 8-916-456-82-91

*Аннотация.* В статье рассмотрено решение прочностных проблем пластинчатого воздухо-воздушного теплообменника, применяемого в системах кондиционирования воздуха кабин летательных аппаратов, на нестационарных режимах работы. Предложена схема конструктивной доработки изделия, проведены расчеты в упругой и упругопластической постановках, приведены выводы и доказаны преимущества предлагаемой конструкции теплообменника.

*Ключевые слова:* термические напряжения, пластинчатые воздухо-воздушные теплообменники, нестационарные режимы работы.

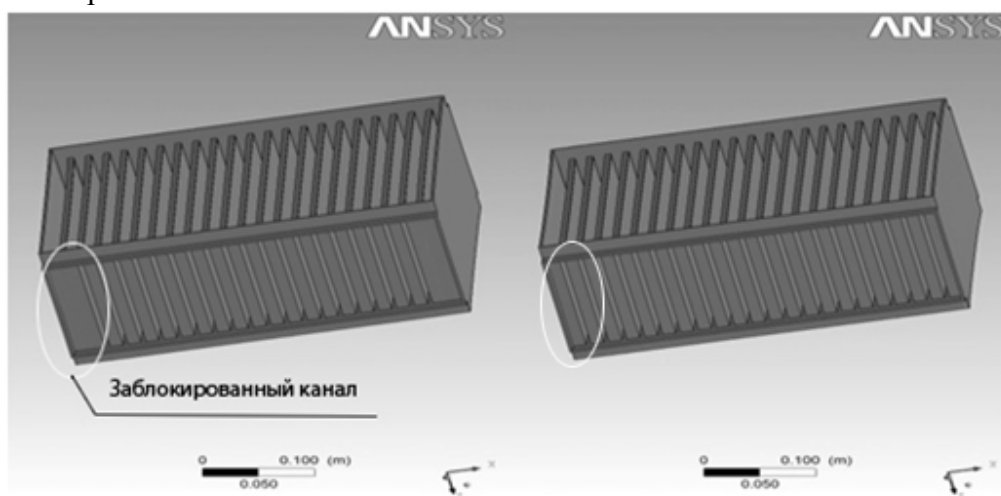
Опыт эксплуатации пластинчатого воздухо-воздушного теплообменника показывает

появление в его матрице трещин и, соответственно, наличия проблем с прочностью на переходных режимах работы. Основной причиной растрескивания теплообменника является значительная температурная неравномерность между его корпусом и матрицей и отсутствие в конструкции теплообменника компенсации термических расширений.

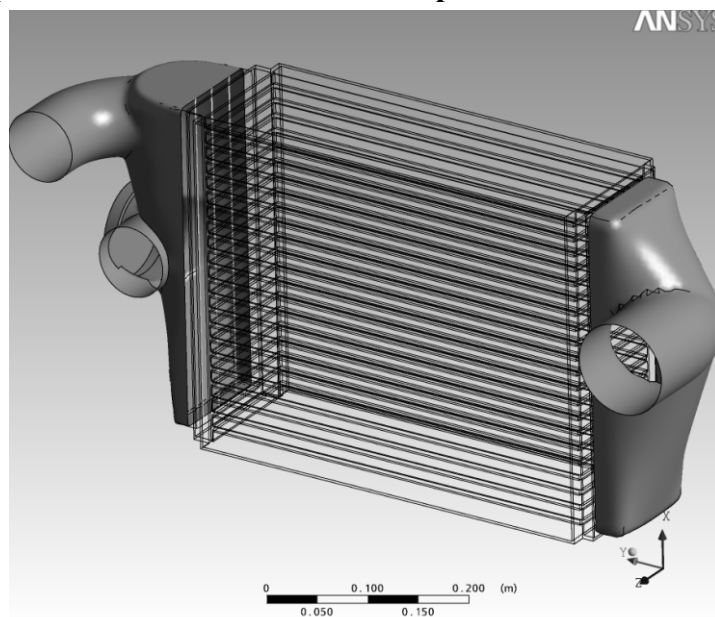
Существует множество режимов работы системы кондиционирования и, соответственно, рассматриваемого теплообменника. Один из наиболее напряженных для теплообменника является режим пуска с температурами горячего и холодного (продувочного) воздуха плюс  $210^{\circ}\text{C}$  и минус  $40^{\circ}\text{C}$  соответственно. Выбор режима предопределяется максимальной разностью температур. Этот режим и был взят в качестве рассматриваемого расчетного режима для моделирования течения теплоносителей в теплообменнике на режиме запуска системы кондиционирования.

В качестве предложений по решению существующей проблемы предлагается усовершенствованная модель теплообменника с заблокированными крайними каналами течения горячего теплоносителя (рисунок 1).

Все расчеты проводились в конечно-элементном программном комплексе Ansys во временном интервале 0-25 сек.



**Рисунок 1 – Слева – расчетная модель матрицы теплообменника с заблокированными крайними каналами течения горячего теплоносителя**



**Рисунок 2 – Расчетная модель теплообменника**

В модель расчета температурных полей входит теплообменник с входным и выходным коллекторами (рисунок 2), а в модель расчета термонапряжений – матрица теплообменника

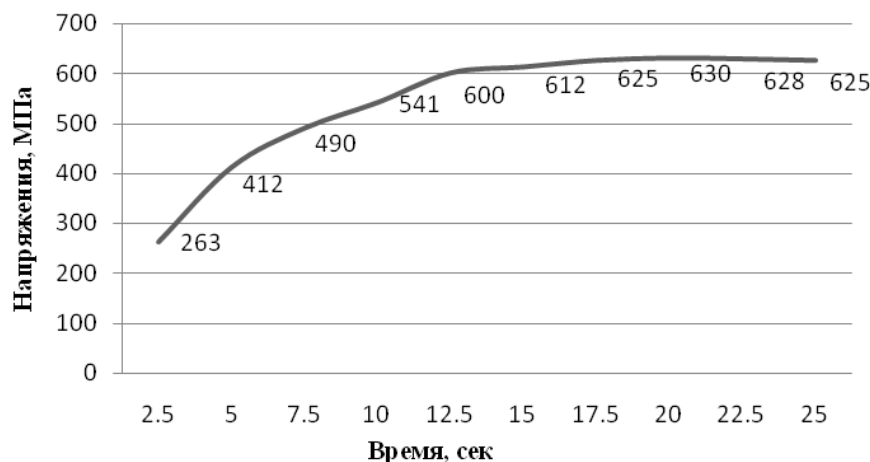
двух видов – исходной модели теплообменника и предложенной к рассмотрению.

Первоначально расчеты напряжений проводились в упругой постановке.

Модуль упругости и коэффициент температурного расширения материала теплообменника в расчетах принимались равными:  $E=7 \cdot 10^{10}$  Па и  $\alpha=1.96 \cdot 10^{-5}$  1/K

В результате решения поставленной задачи были получены картины температурного состояния и распределение напряжений в матрице в интервале 0-25сек с шагом 2,5 сек.

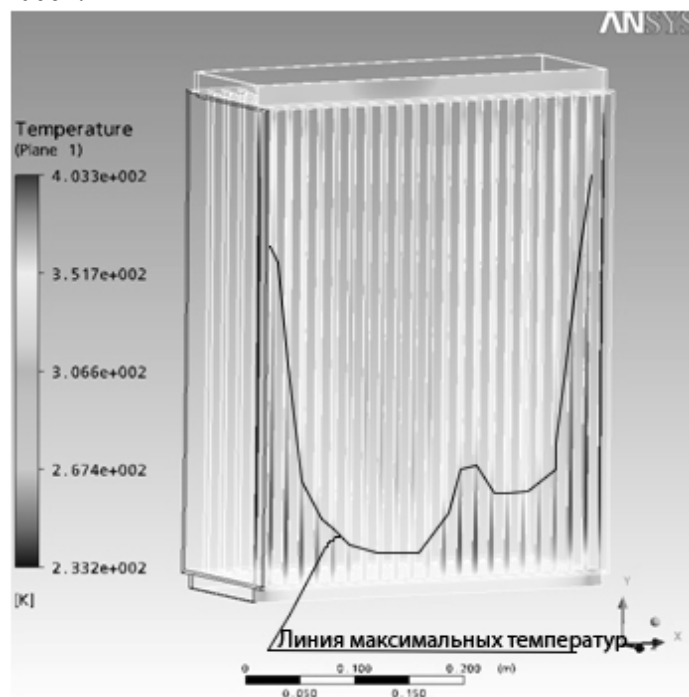
По данным проанализированного расчета был построен график поведения максимальных эквивалентных напряжений в матрице теплообменника в зависимости от времени прогрева матрицы (рисунок 3).



**Рисунок 3 – График зависимости значений максимальных эквивалентных напряжений в матрице теплообменника от текущего времени испытаний**

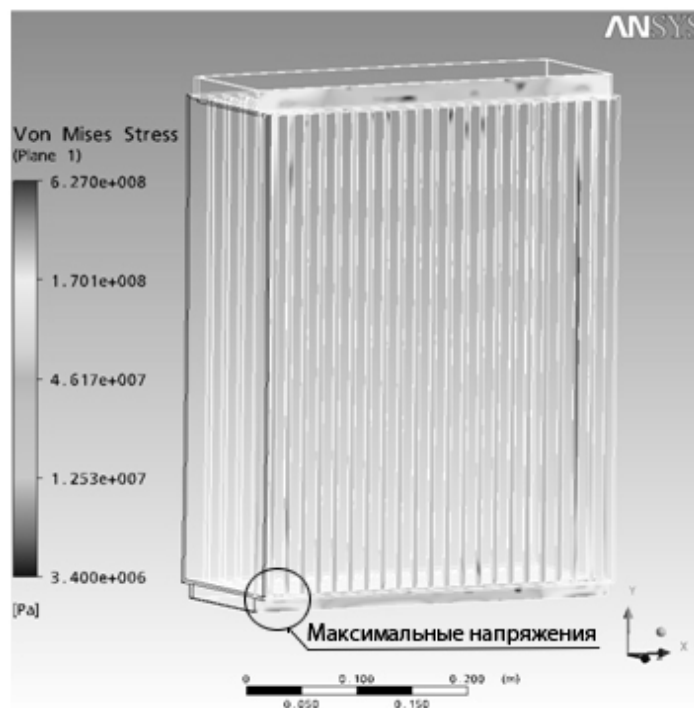
Как видно из графика, с течением времени напряжения существенно растут и достигают максимума через 15-20сек от начала запуска. В это же время температурное поле теплообменника (матрицы и корпуса) практически достигает стационарного при работе системы.

Для дальнейшего анализа и наглядного изображения полученных результатов выбираем временную точку 10сек.

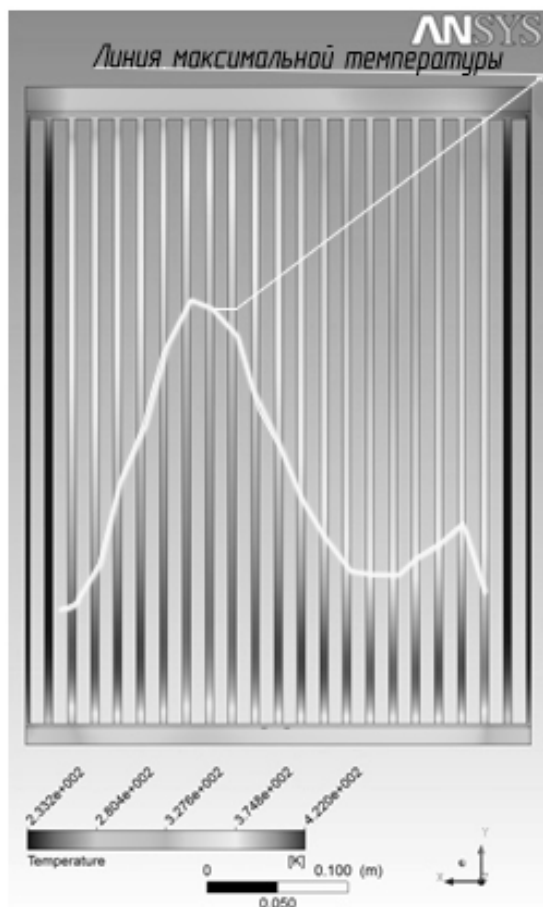


**Рисунок 4 – Распределение температур в теплообменнике исходной конструкции через 10 сек после начала моделирования**

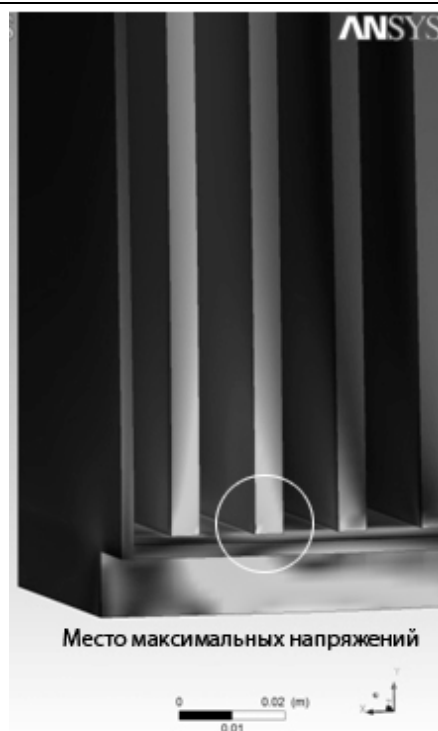
На рисунках 4-7 представлено сравнение температурных полей и распределение эквивалентных напряжений в существующей конструкции теплообменника с конструкцией с заблокированными каналами.



**Рисунок 5 – Эквивалентные напряжения в теплообменнике исходной конструкции через 10 сек после начала моделирования**



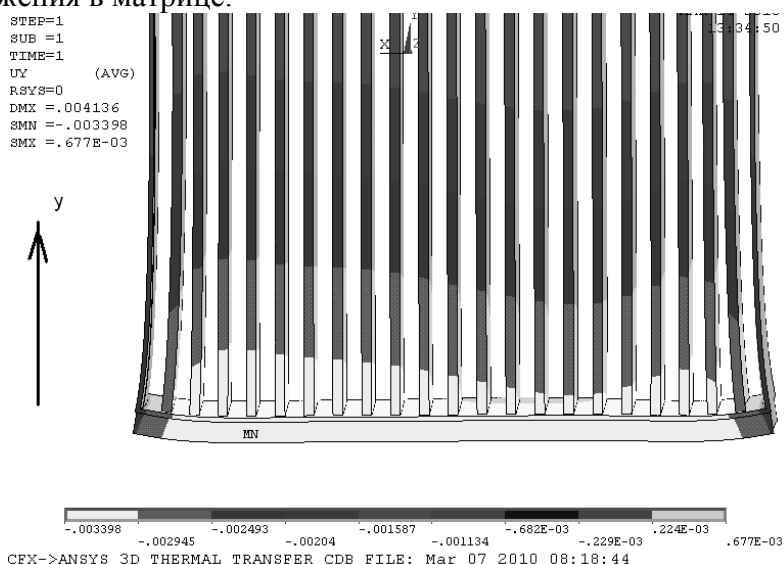
**Рисунок 6 – Распределение температур в теплообменнике новой конструкции через 10 сек после начала моделирования**



**Рисунок 7 – Эквивалентные напряжения в теплообменнике новой конструкции через 10 сек после начала моделирования**

Местами максимальных напряжений во всех случаях являются концы ближайших к боковым стенкам корпуса брусков. Объясняется это имеющейся существенной разностью средних температур уже прогретых брусков и холодных боковин корпуса на переходных режимах, а также конструкцией теплообменника, в которой не предусмотрена компенсация термических расширений.

По мере отдаления от боковых стенок корпуса уменьшается его жесткость (на рисунке 8 хорошо видно увеличение прогибов по оси Y средней части корпуса) и, соответственно, снижаются напряжения в матрице.



**Рисунок 8 – Деформации в теплообменнике исходной конструкции по оси Y через 10 сек после начала моделирования**

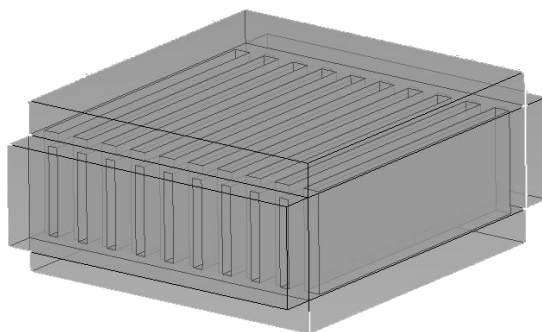
В результате принятого решения о блокировании крайних каналов горячего теплоносителя - ближайших к боковинам бруски, при их блокировании, имеют низкую температуру, т.к. в них нет расхода горячего воздуха. Как следствие – снижен эффект большой разности средних температур брусков и боковин корпуса, описанный выше.

Снижение напряжений по сравнению с существующей конструкцией теплообменника 6615А составляет 14% (максимальные напряжения - 541 и 627 МПа соответственно).

Блокировка двух каналов течения горячего теплоносителя приводит к небольшому увеличению гидравлического сопротивления, по результатам решения оно составляет 2,57 кПа (против 1,52 кПа – в исходной конструкции) при допустимом максимальном значении 15 кПа (данные из технических условий). Однако вести речь о реальном значении гидравлического сопротивления теплообменника невозможно ввиду упрощения расчетной модели матрицы (отсутствуют гофрированные пластины). Но видно, что блокирование каналов приводит лишь к незначительному приросту гидравлического сопротивления.

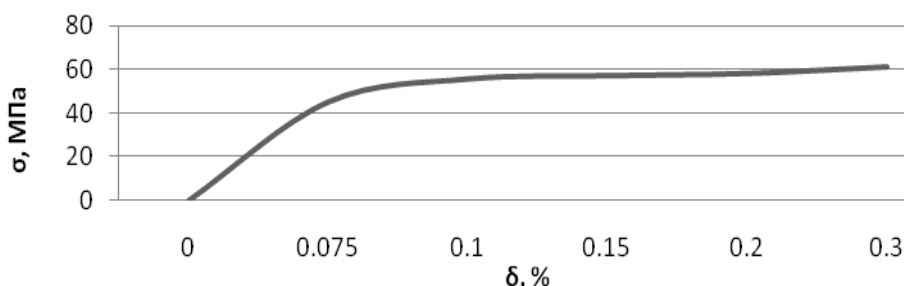
Опыт решения подобных прочностных задач, учитывающих температурные поля и поля напряжений, показывает, что учет пластических деформаций значительно усложняет задачу, но, в то же время, позволяет реалистичнее смоделировать задачу в среде Ansys и, соответственно, получить качественно более точные численные результаты из-за более точно смоделированного поведения материала матрицы.

Для отработки методики решения была построена экспериментальная упрощенная модель воздухо-воздушного теплообменника, содержащая все типовые элементы.



**Рисунок 9 – Экспериментальная модель теплообменника воздухо-воздушного для отработки применения методики расчета**

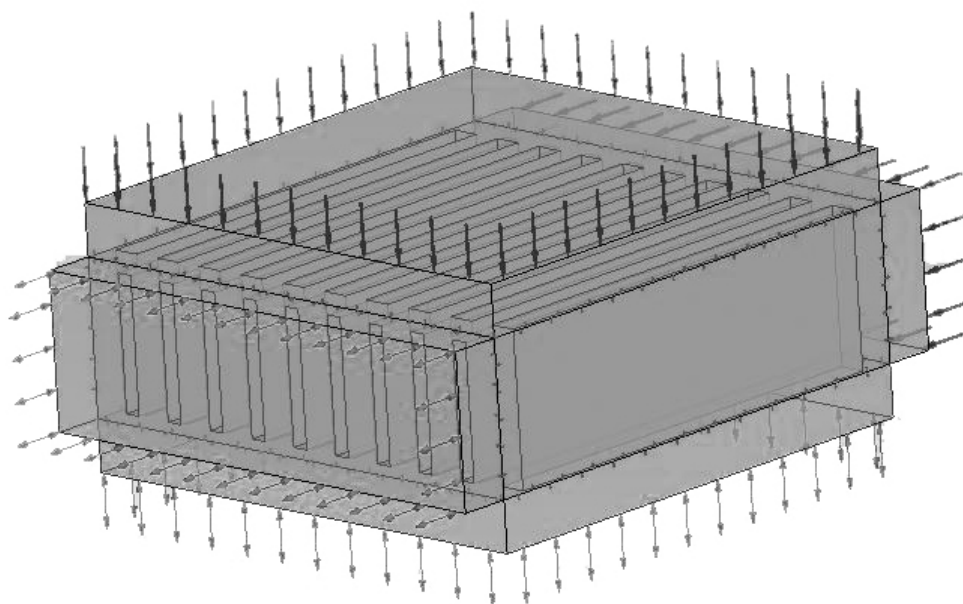
При проведении последующих расчетов данные по поведению материала в термонапряженном состоянии брались в соответствии с кривой деформирования сплава АМц-М.



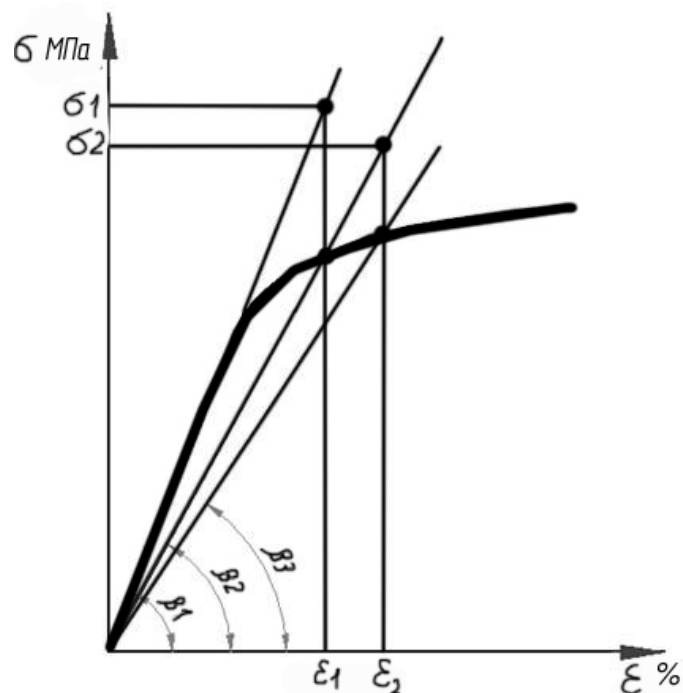
**Рисунок 10 – Кривая деформирования сплава АМц-М**

В модель расчета температурных полей и термонапряжений входила матрица теплообменника. Экспериментальные расчеты проводились в стационарном режиме работы теплообменника. Начальный модуль упругости и коэффициент температурного расширения материала теплообменника в расчетах принимались равными:  $E=7 \cdot 10^{10}$  Па и  $\alpha=1.96 \cdot 10^{-5}$  1/К

Расчет упругопластической задачи проводится по тем же зависимостям, что и упругой. Основная разница в расчетах в том, что при расчете упругой задачи величина модуля упругости  $E$  известна до начала расчета (зависит от материала и температуры) и не меняется по его ходу (задача решается в области действия закона Гука). В случае пластических деформаций - модуль упругости зависит еще от относительной деформации  $\epsilon$ , которая перед расчетом остается неизвестной, поэтому решение упругопластической задачи производится методом последовательных приближений (итераций), используя кривую деформации материала (рисунок 12).



**Рисунок 11 – Экспериментальная модель теплообменника после задания граничных условий задачи**



**Рисунок 12 – Итерационное решение упругопластической задачи**

Полученные при первом приближении и начальном заданном модуле упругости  $E_1$  значения напряжения  $\sigma_1$  подставляются в кривую деформирования, проецированием получаем точку на кривой деформирования и проводим прямую через точку начала координат и полученную точку, второе приближение считается по тем же зависимостям исходя из условия:  $E = \tan(B_2)$ . Расчет ведется до тех пор, пока относительная погрешность последующего расчета не примет удовлетворительные значения (3-5% в зависимости от целей расчета).

Описанный метод расчета - метод переменных параметров упругости.

По результатам сравнительного анализа двух решений экспериментальной задачи (в упругой и упругопластической постановке) при одинаковых входных данных можно сделать следующие заключения: результирующие максимальные эквивалентные напряжения в задаче с упругопластической постановкой снижены на 29% (92 МПа и 64 МПа соответственно) и значительно более близки к реальным значениям напряжений в матрице.

Последним этапом задачи является применение отработанной методики решения задач в упругопластической постановке на предложенной модели теплообменника воздуховоздушного. Расчеты проводились в конечно-элементном программном комплексе Ansys.

В результате расчета получаем поля напряжений матрицы теплообменника.

Снижение максимальных эквивалентных напряжений в задаче с упругопластической постановкой составляет 26% (427 МПа и 318 МПа, соответственно).

При решении задачи также было установлен факт снижения скоростной неравномерности в матрице теплообменника. Скоростная неравномерность считалась по данной формуле для поперечных сечений каналов течения горячего теплоносителя ( $V_{\min}=0$  ввиду учета пограничного слоя):  $D = V_{\text{ср}} / V_{\text{макс}}$

В сечении на выходе из матрицы теплообменника скоростная неравномерность снижена на 3%. Средняя скорость в каналах исходной модели:  $V_{\text{ср}} = 17,5$  м/с, а в предлагаемой модели:  $V_{\text{ср}} = 19,5$  м/с.

Распределение скоростей на выходе из матрицы изображено на рисунках 13-14.

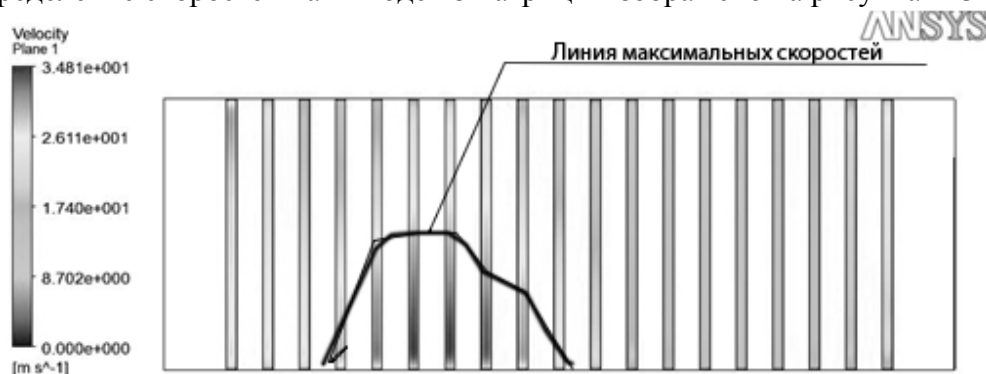


Рисунок 13 – Поле скоростей на выходе из матрицы в модели с заблокированными каналами



Рисунок 14 – Поле скоростей на выходе из матрицы исходной модели

#### Выводы

1. Блокировка крайних каналов течения горячего теплоносителя приводит к значительному (26%) снижению температурных напряжений в теплообменнике.
2. Блокировка крайних каналов течения горячего теплоносителя приводит к снижению скоростной неравномерности (3%) в матрице теплообменника.
3. Применение методики расчета в упругопластической постановке позволяет более точно оценивать результаты расчетов.
4. Блокировка крайних каналов целиком подразумевается как некий идеальный случай, и представлялся для демонстрации улучшений характеристик теплообменника. На самом деле, этот метод может быть интерпретирован разными способами, в том числе и частичном перекрытии каналов.



### Литература

1. Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. –М.: Государственное Энергетическое Издательство, 1962. -158с.
2. Гусенков А.П., Котов П.И. Длительная и неизотермическая малоцикловая прочность элементов конструкций. –М.: Машиностроение, 1988. -264с.

### **Системные оценки управляемости колесных машин**

д.т.н. проф. Катанаев Н.Т.  
МГТУ «МАМИ»  
(495)223-05-23, доб. 1277

Аннотация. В работе рассматриваются важнейшие проблемы в теории колесных и гусеничных машин, связанные с понятиями управляемость, наблюдаемость и устойчивость транспортных средств. Существуют фундаментальные теоретические исследования в области прямых оценок динамических свойств объекта, однако современный уровень теоретических изысканий требует разработки системного подхода к решению этих проблем, чему и посвящены данные теоретические исследования.

*Ключевые слова:* управляемость, наблюдаемость, устойчивость, система, интегральные оценки, автомобиль, водитель, гиперматрицы.

Понятия управляемость и устойчивость являются одним из самых обсуждаемых вопросов в теории колесных машин. Часто встречаются работы, в которых в качестве оценок управляемости и устойчивости рассматриваются динамические или статические характеристики «изолированного» движения автомобиля, полученные путем подачи нормированного сигнала на управляющий вход, например, «рывок руля». Здесь следует иметь в виду, что после подачи такого сигнала автомобиль реагирует на него без участия водителя. Сам же сигнал может быть реализован с помощью технического средства.

Нормированный сигнал можно организовать также и в форме гармонических колебаний. В том и другом случаях задается не сама траектория движения автомобиля, а закон изменения положения рулевого колеса  $\theta$ . Объект совершает неуправляемое движение по траектории, зависящей от собственной кинематики и динамики, а также от внешних и внутренних воздействиях на объект.

В силу целого ряда технических сложностей в процессе такого рода испытаний в качестве оценочного параметра обычно регистрируется боковое ускорение, да и в математическом описании боковое движение представляется уравнением сил, динамическая составляющая которых определяется как произведение массы на то же боковое ускорение. Относительно траектории объект в этом случае представляет динамическое звено, обладающее астатизмом второго порядка. Для получения траектории движения, необходимо уравнение динамики бокового движения автомобиля проинтегрировать дважды и каждый раз мы получим постоянную интегрирования, зависящую от многих факторов. В результате получим действительную траекторию, стремящуюся при  $t \rightarrow \infty$  по экспоненциальному закону к бесконечности.

Таким образом, оценить управляемость «изолированного» автомобиля относительно заданной траектории не представляется возможным. Свойство управляемости приемлемо для автомобиля, замкнутого водителем (либо аналитическим управляющим автоматом). Такая система является замкнутой и представляет собой человеко-машинную систему (ЧМС) «автомобиль-среда-водитель» (АСВ).

Рассмотрим понятия управляемости и наблюдаемости с системных позиций. Исследования человеко-машинной системы АСВ целесообразно начинать с определения самого понятия управляемости и наблюдаемости. Заметим, что существуют классические определения наблюдаемости и управляемости. Предложены они Калманом в 1961 г. [2] и с успехом используются в теории автоматического управления [9]. Под наблюдаемостью системы пони-