

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТОРМОЗНЫХ КОЛЕС САМОЛЕТА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ 1D-МОДЕЛЕЙ

Левин В.И.^{1*}, Карасев Д.Ю.^{2**}, Ситников М.С.^{2***}

¹ *Авиационная корпорация «Рубин»,
шоссе Энтузиастов, 5, квартал Западная промзона, Балашиха, Московская область, 143912, Россия*

² *Сименс Индастри Софтвер,
СИСВ, ул. Б.Татарская, 9, Москва, 115184, Россия*

* *e-mail: v_levin47@yandex.ru*

** *e-mail: Kdu@mail.ru*

*** *e-mail: M_s_sitnikov@mail.ru*

Статья поступила в редакцию 06.05.2019

Приводится краткое изложение проведенной НИР на предприятии-изготовителе авиационных тормозных колес. Дается обоснование для подхода к расчету динамики распределения тепловой энергии по объему фрикционных дисков и конструкции колеса при торможении. Рассматриваются вопросы методологии разработки архитектуры и параметризации 1D-модели конструкции колеса для расчета контролируемых температурных точек [1]. Показана достаточная точность результатов расчета в сравнении с данными испытаний. Определены перспективы развития применяемого метода расчета.

Ключевые слова: тормозное колесо, фрикционный диск, обдув колеса, термодинамическая модель, энергия торможения.

Введение

Требования, предъявляемые интеграторами, а также АРМАК и ИСАО, к самолетным системам и агрегатам вынуждают производителей изделий (Messier-Bugatti, Honeywell-ALS, UTAS и др.) проводить большой объем поверочных расчетов и испытаний для подтверждения заявленных характеристик [2, 3], в том числе для получения подробных характеристик нагрева конструкции колеса от скорости и режимов торможения самолета [4–6]. Причин этого несколько: определение условий взрыва шины, деформации конструкции вследствие перегрева, возможность оптимизации весовых характеристик, изменение конструктивных решений и др. [7, 8]. Для проведения поверочных расчетов конструкции в данной работе используется технология 1D-моделирования системы по сосредоточенным параметрам, что позволяет вычислять динамику совместного поведения разнородных физических процессов (термодинамику, пневматику, механику) на всех циклах работы колес.

При 1D-подходе на основе энергобаланса [9] в задачах расчета объемного распределения тем-

пературы возникает погрешность усредненных параметров, которая решается путем увеличения (дробления на мелкие части) числа расчетных точек в объеме конструкции, что переводит задачу уже к сеточной технологии конечно-элементного анализа (КЭА, англ. FEA) [10]. Подход посредством КЭА сопряжен с проблемами построения корректной расчетной сетки, а также не позволяет проводить оперативный расчет динамических свойств поведения системы с разными физическими базами. В настоящей работе описывается нахождение необходимого и достаточного числа разбиений, позволяющего с приемлемой точностью рассчитать температуру в заданных точках объемной конструкции дисков и колеса на базе технологии 1D, в дополнение к технологии КЭА [11, 12]. Это позволит инженеру оперативно и с приемлемой точностью решать задачи определения температурных характеристик колес в зависимости от конструктивных параметров.

Любая технология требует наличия методологии ее применения в процессах разработки и дальнейшего анализа работы изделий. Поэтому было

важно уделить внимание всем тонкостям, положительному опыту и достижениям на тот момент в этой области, что и было сделано авторами при разработке методики.

Следует отметить, что современное стендовое оборудование совместно с программным обеспечением (ПО) позволяет более точно и менее затратно проводить испытания для определения требуемых показателей. Однако регламенты и методология испытаний, используемые с 60-х годов, не учитывают последних достижений. В данной работе приводится современная методология расчетов и подтверждается требуемая сходимость результатов расчета с результатами испытаний, что подтверждает целесообразность внесения изменений в существующий процесс проектирования и проведения стендовых испытаний [13].

Обоснование выбора метода расчета

В рамках решения задачи определения температурных нагрузок на корпус колеса необходимо определить оптимальную степень детализации разбиения фрикционных дисков (ФД) на сегменты для расчета температурного поля, возникающего в них при торможении, а также определить динамику нагрева всей конструкции колеса (КК).

Модель строилась в ПО Amesim 13.2, особенность которого заключается в возможности дина-

мического расчета на основе энергобаланса всей системы [14,15]. Задаются свойства всех теплоносителей, в том числе и углерода (рис. 1):

- плотность 1850 кг/м³;
- теплоемкость 1000 Дж/(кг·К);
- масса ВД – 3,2 кг, НД – 3.1 кг (в сборе).

Коэффициент теплопроводности: перпендикулярно и параллельно оси прессования соответственно 100 и 15 Вт/(м·К) [16–19]. Температуропроводность (1,48 и 0,9)·10e-5 м²/с соответственно (к примеру сталь с 1 % углерода 1,172·10e-5 м²/с).

Представим ФД посредством 55 кольцевых сегментов (5 сегментов по толщине, 11 по радиусу), рис. 1. Каждый сегмент дисков (и конструкции) представляется в модели посредством соответствующей материальной «точки», имеющей массу и свойства материала для расчета тепловых свойств. Каждая точка связана с другими посредством тепловых мостов с соответствующими законами теплопередачи: по радиусу расчет ведется по радиальной зависимости, по толщине – по линейной. Боковые секторы отличаются толщиной от внутренних (одинаковых). Толщина боковых секторов меньше в 100 раз общей толщины для оценки эффекта пиков температуры во время трения (общая толщина ФД 18,9 мм). Внешние стороны имеют контакт в месте трения ФД, коэффициент теплового сопротивления $R_t = 0,5$.

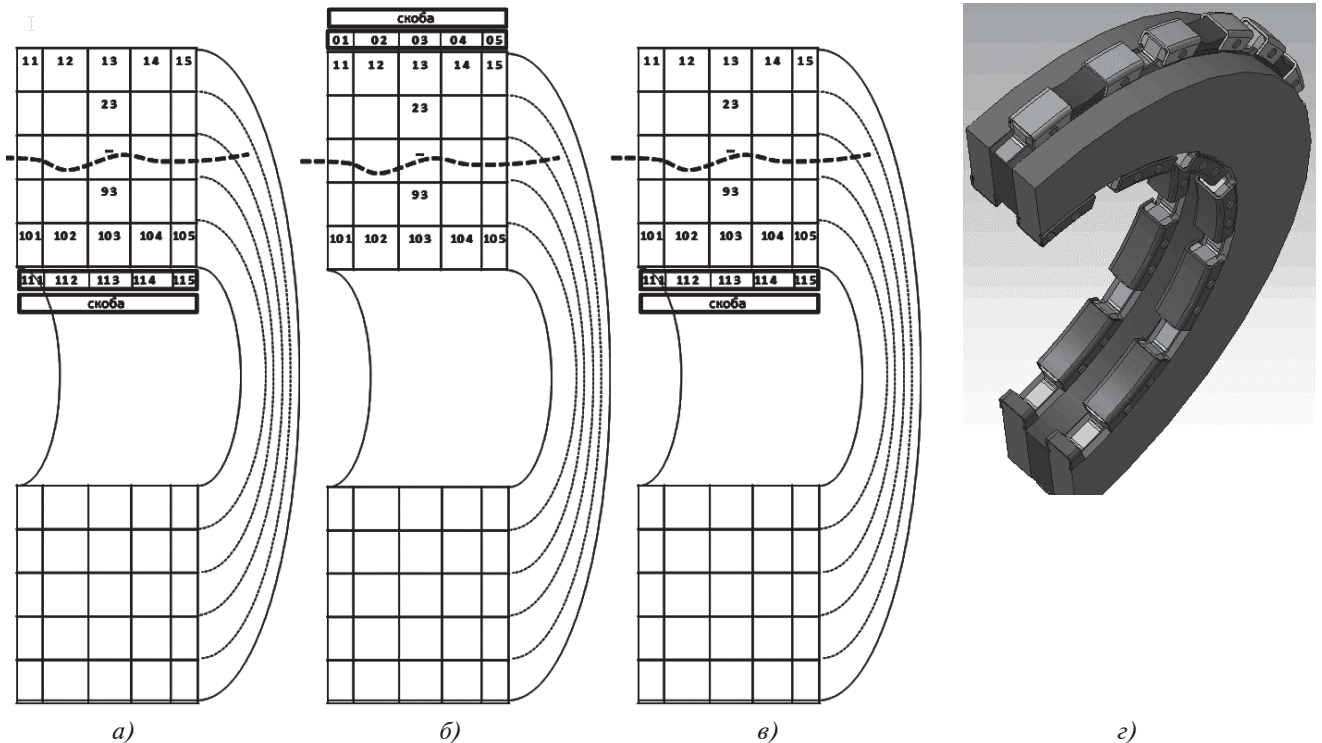


Рис. 1. Невращающийся диск (НД) (а и е); вращающийся диск (ВД)(б); невращающийся диск (НД) (е); вид в сборке (z)

Все диски со сторон крепления к КК имеют стальные скобы для усиления прочности шипов, при этом их конструктив практически покрывает всю поверхность (на ВД – это внешняя сторона, на НД – внутренняя) [16, 20]. Скобы являются еще и средой передачи тепла от ФД к КК и температура на них – показательная величина для оценки распределения теплового поля в объеме ФД на передачу тепла остальной КК. Шипы, обранные скобами, имеют 11-й (у ВД) или 0-й (у НД) номер точки (рис. 1) и не участвуют в трении, но подводят тепло к скобам.

Количество накопленной ФД тепловой энергии E представляется как линейно нарастающая функция от 0–1,2 М кгс·м за 21 с (время торможения), получаемой в равной пропорции 10 парами трения 11 дисков (20 поверхностей нагрева).

Энергия, принимаемая одной стороной ФД, распределяется по кубической зависимости от радиуса:

$$E_i := K \cdot \frac{(R_{\min} + \Delta r \cdot i)^3}{\sum_{i=1}^{10} (R_{\min} + \Delta r \cdot i)^3}; \quad (1)$$

$$\Delta r := \frac{R_{\max} - R_{\min}}{10}, \quad (2)$$

где $i = 10$ (число разбиений по радиусу);
 $R_{\min} = 140$ мм (внешний радиус кольца);
 $R_{\max} = 200$ мм (внутренний радиус кольца).
 Это составляет 1/20 часть от общей энергии, получаемой в парах трения пакета из 11 дисков:

$$E := 20 \sum_{i=1}^{10} E_i \quad (3)$$

Примем подобность условий нагрева ФД и ограничимся рассмотрением нагрева центрального диска с двумя парами трения от соседних.

Данный вид представления (рис. 2) позволяет рассчитывать температурное поле по 55 точкам, сделать оценку разницы температуры вдоль радиуса ФД (на примере ВД) (рис. 3,а), а также рассчитать броски температуры в месте контакта (рис. 3,б). В модели учитываются разные коэффициенты теплопроводности 100 Вт/(м·К) в перпендикулярном и 15 Вт/(м·К) в параллельном направлении оси прессования.

Как видно из графиков (рис. 3,а), разброс вдоль радиуса может достигать 14%, а время за-

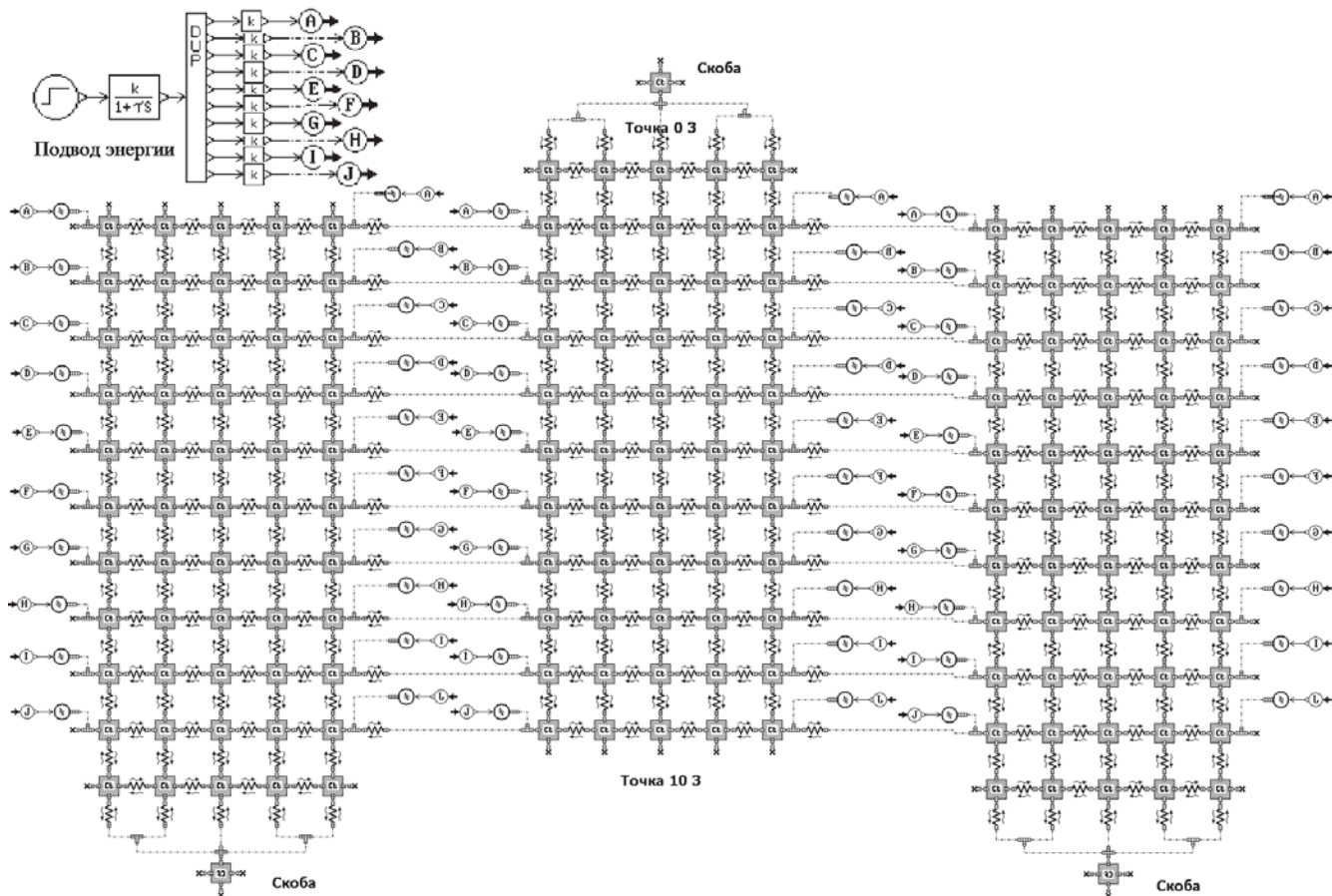


Рис. 2. Представление трех ФД из 55 точек каждый

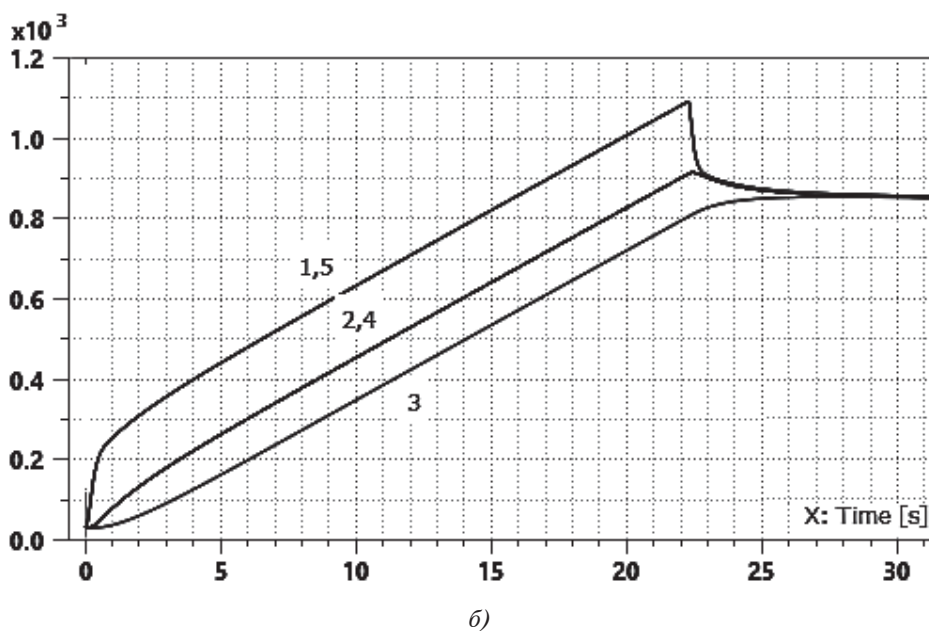
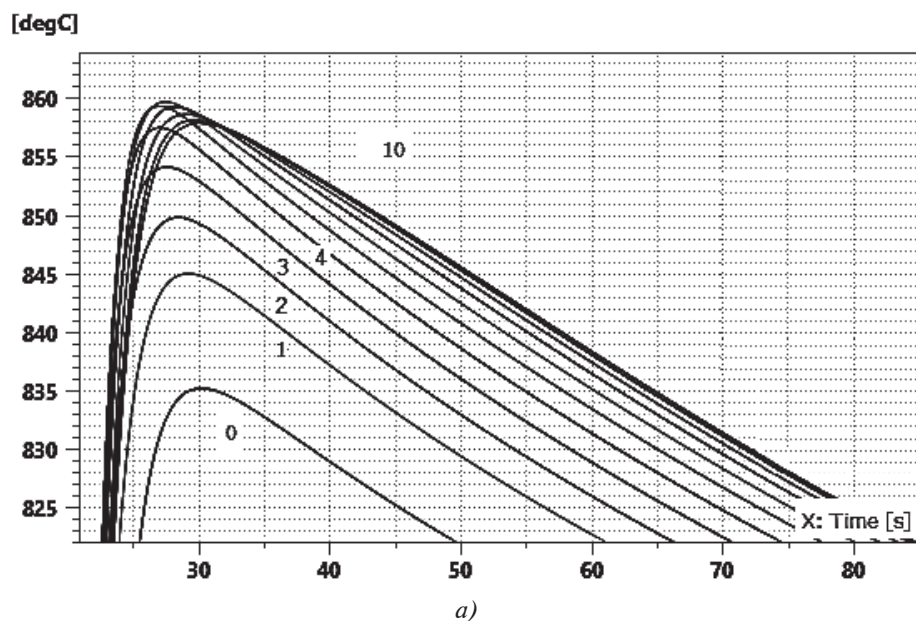


Рис. 3. Значения температуры по радиусу 11 центральных секторов (а); значения температуры по толщине ФД (5,1 и 4,2 – совпадают) (б)

паздывания нагрева центральной части от крайней (по толщине) составляет до 7 с (рис. 3,б) и в пике имеет значение на 30% больше, чем центральная часть ФД.

Неудобство данного представления заключается в том, что инженеру необходимо вручную прописывать все связи и параметры теплопередачи каждой точки, а также растет нагрузка на вычислительные и операционные ресурсы.

Рассмотрим предлагаемые упрощенные варианты моделей ФД, состоящие из 11 и 2 точек (рис. 4 и 5), и покажем разброс (погрешность) расчета температуры в сравнении с начальным вариантом.

Рассмотрим поведение температуры в центральной части ФД в трех вариантах (рис. 6). В вариантах из 11 и 2 точек отсутствует разбиение по ширине, соответственно, понятие центральной относится к варианту из 55 точек, но и не противоречит вариантам из 11 и 2 точек.

Как видно из графиков (рис. 6), разброс значений пиков температур в трех вариантах ФД после завершения торможения составляет не более 7% (11 и 2 точек), а уже на 40-й с погрешность составляет не более 2%. Итоговое значение температуры во всех трех вариантах одинаковое.

Проведем анализ заключительной части путем расчета разброса температуры на скобах ВД и НД

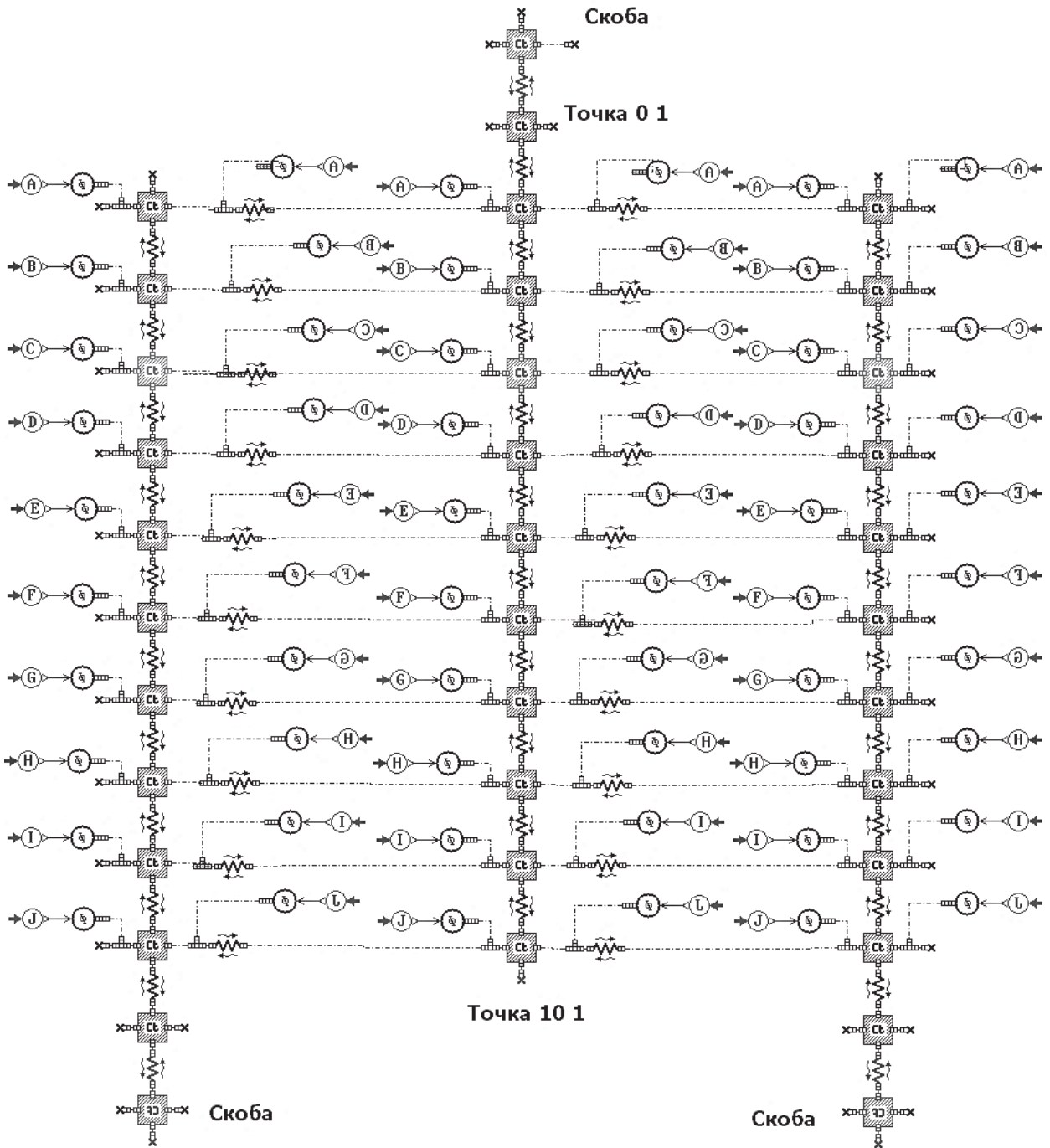


Рис. 4. Представление трех ФД из 11 точек каждый

всех трех вариантов, так как значительная часть тепла передается от них к КК.

Как видно из графиков (рис. 7), значения температуры скоб вариантов из 55 и 11 точек совпадают, а значения варианта из 2 точек различаются не более чем на 1%.

Полученные значения погрешностей позволяют иметь достаточное основание для выбора варианта представления модели из 55, 11 и 2 точек применительно к поставленной задаче. К примеру, для расчета распределения температурного поля в пакете ФД лучше использовать 55 точек,

для расчета уточненных значений температуры всей конструкции колеса вполне достаточно 11 точек, при этом третий вариант из 2 точек, как показано в работе, также вполне применим для расчета температуры по всей конструкции и главное его достоинство — он наиболее прост и удобен в процессе создания моделей и проверки новых вариантов решений. При этом инженеру ничто не мешает провести уточненный расчет на заключительной фазе, используя 11 или 55 точек.

В работе обосновано, что для теплового расчета конструкции колеса достаточно использовать

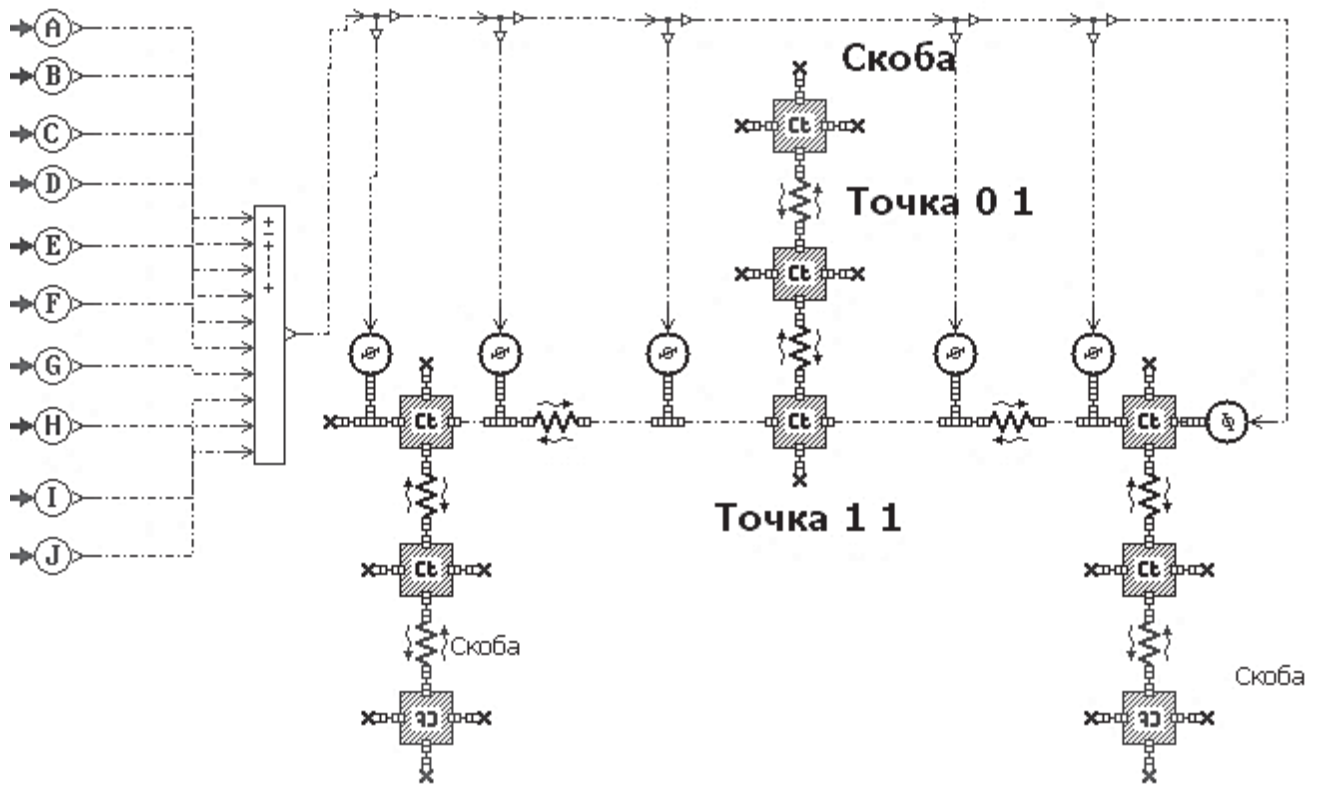


Рис. 5. Представление трех ФД из 2 точек каждый

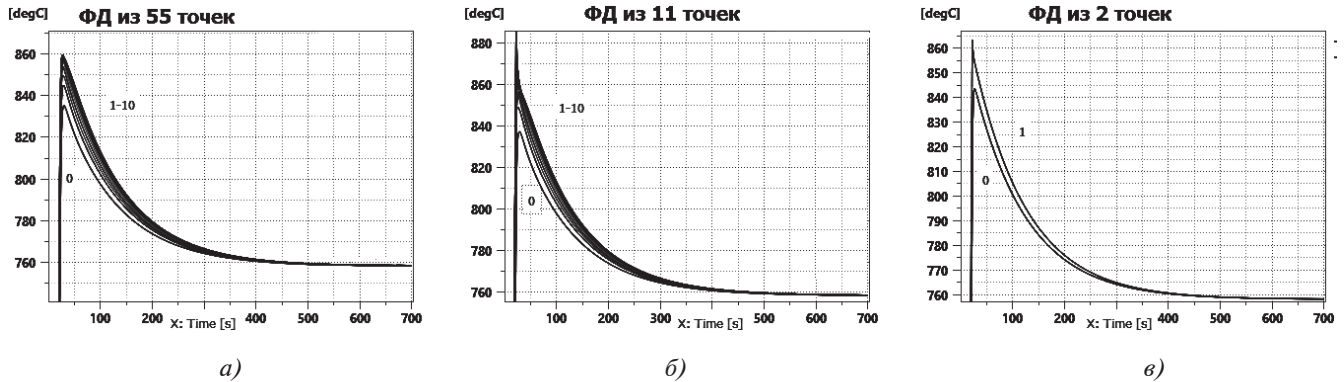


Рис. 6. Значения температуры по радиусу 11 центральных секторов из 55 точек ФД (а); значения температур 11 секторов из 11 точек ФД (б); двух секторов из 2 точек ФД (в)

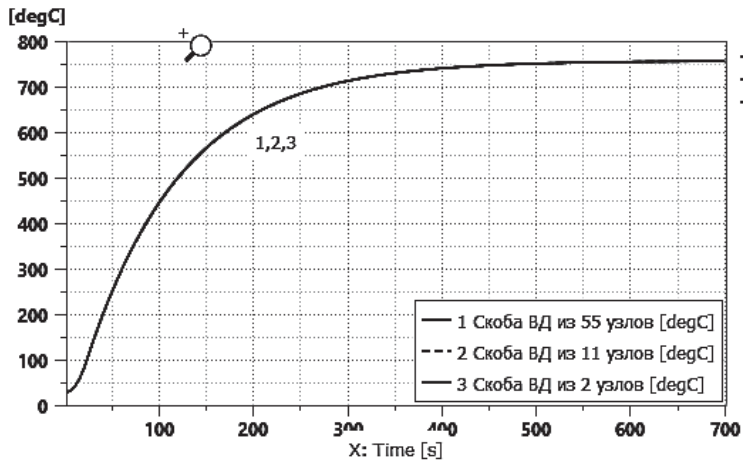
технологии 1D-проектирования на основе энергобаланса без использования сеток 3D КЭА. Данный подход применим ко всем остальным компонентам колеса или другим изделиям, где требуется тепловой расчет, что обосновывает переход к этапу разработки математической модели конструкции колеса самолета.

Разработка модели корпуса тормоза и проверка результатов расчета

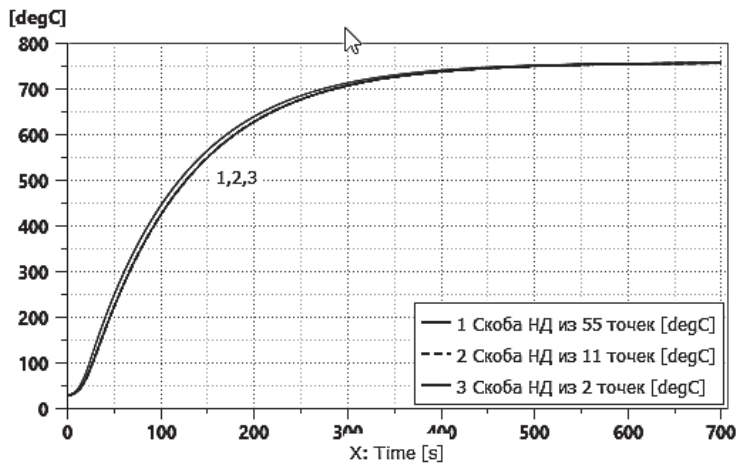
На основании заключения о возможности проведения расчета температуры в ФД рассмотрим возможность расчета температуры конструкции

колеса в заданных точках, а также оценим точность на основании данных испытаний на стане.

На рис. 8 представлено авиационное тормозное колесо, содержащее: расположенную на неподвижной оси 1 подвижную часть с диском 2 и ободом 3; многодисковый тормоз, состоящий из корпуса тормоза 4, блока цилиндров 5 с поршнями 6; пакет тормозных дисков с попеременно установленными подвижными 7 и неподвижными 8 дисками. При этом подвижные диски 7 соединены с ободом 3 колеса с помощью направляющих выступов 9 и пазов 10 на дисках 7, неподвижные



a)



b)

Рис. 7. Значения температуры на скобах трех вариантов ВД (a); НД (б)

диски 8 соединены с корпусом тормоза 4 с помощью направляющих выступов 11 на корпусе тормоза 4 и пазов 12 на дисках 8. Для охлаждения деталей тормозного колеса на неподвижной оси 1

тормозного колеса установлен вентилятор 13, который приводится во вращение от электродвигателя (не показан). Воздушный поток, поступающий от решетки вентилятора 16, проходит через

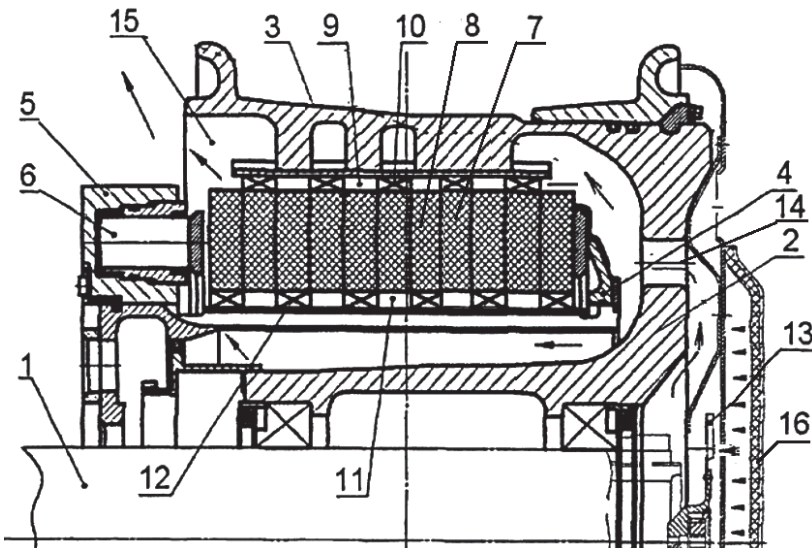


Рис. 8. Авиационное тормозное колесо (примерный вид)

каналы 14 в колесе 1 и имеет выходы в диске 2 тормозного колеса и в полости 15 между ободом 3 тормозного колеса и блоком цилиндров 5.

Подробное описание модели и полная методика ее разработки описаны в отчете предприятия в рамках данной НИР. Ниже представлена лишь общая (обзорная) часть информации.

Разработка модели и подготовка расчетов осуществлялась поэтапно.

Выделение частей конструкции в модель

Разбивка деталей КК (корпус, реборда, экран и пр.) на примитивы осуществлялась с целью применения известных законов термодинамики для линейных участков теплопередачи. Иными словами, была реализована разбивка в конечно-элементную сетку примитивов ручным способом. На границах примитивов задавались соответствующие геометрические и физические параметры для корректного расчета распространения тепла по всему корпусу колеса, начиная от дисков. Как пример на рис. 10 в модели показана схема передачи тепла от дисков к экрану через воздушный канал (рис. 11) [4].

Согласно схеме распространения тепла (рис. 9) теплопередача осуществляется через излучение и конвекцию от поверхности скоб (скобы учтены в модели ФД), а также через тепловой контакт (теплопередача) от скобы к направляющим ВД. От НД рассчитывается излучение и конвекция с внешней поверхности диска. При этом участки конвективного теплообмена между дисками, поверхности

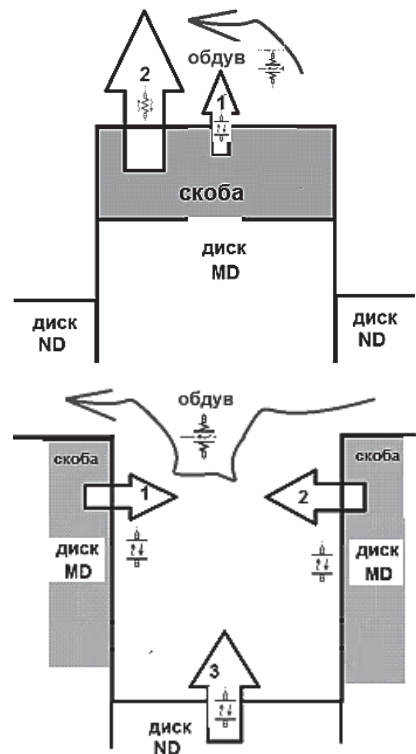


Рис. 9. Схема распространения тепла (радиально от центра дисков)

которых обдуваются воздухом, также разбиты на сектора (по каждому диску) для корректного задания параметров гидравлических сопротивлений и конвективного теплообмена.

В КК реализован принудительный обдув (принудительная конвекция) ее элементов воздухом от вентилятора. Общая схема пневматической сети

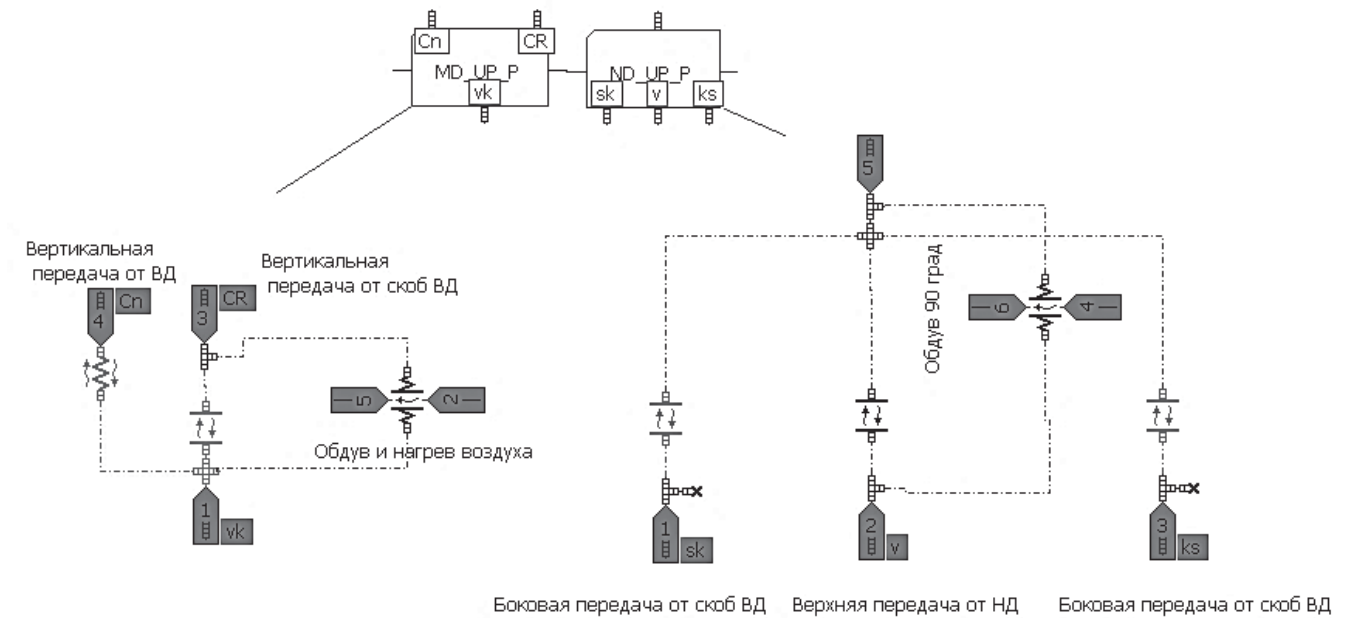


Рис. 10. Моделирование передачи тепла посредством термодинамических компонентов (излучение, конвекция, теплопередача) от дисков к экрану

(рис. 11) в данном случае носит пояснительный характер (точная и детальная сеть реализована в модели и описана в соответствующем отчете). Следует отметить, что основной причиной выбора данного инструментария моделирования термодинамики является возможность корректного расчета влияния обдува от вентилятора.

Экспериментально установлено: при работающем вентиляторе скорость воздуха через диффузор (диаметр 0,1 м) составляет 14,7 м/с; рассчитанный объемный расход воздуха $Q = 14,7 \cdot 3600 \pi 0,1^2/4 = 415 \text{ м}^3/\text{ч}$; массовый расход проходимого воздуха $Q_m = Q\rho = 415 \cdot 1,18 = 495 \text{ кг/ч}$ (при $T = 20^\circ\text{C}$ и $\rho = 101,325 \text{ кПа}$).

Разбитая на примитивы и «протянутая» пневматическими каналами, а также заданными гра-

ничными условиями окружающей среды КК реализована в модели, представленной на рис. 12.

Важно отметить, что модель должна быть «замкнутой» для корректного расчета. Это позволит «не потерять» количество тепла в конструкции, тем самым еще на ранних этапах выявить ошибки в схеме и параметрах расчета.

Параметризация модели

После создания эскиза на следующем этапе задаются свойства материалов элементов конструкции и рабочих тел (воздух) — см. снимок экрана.

Каждый примитив детали конструкции или рабочая полость получает числовые значения параметров геометрии и физических свойств. При этом в каждом примитиве уже заложен закон со-



Снимок экрана

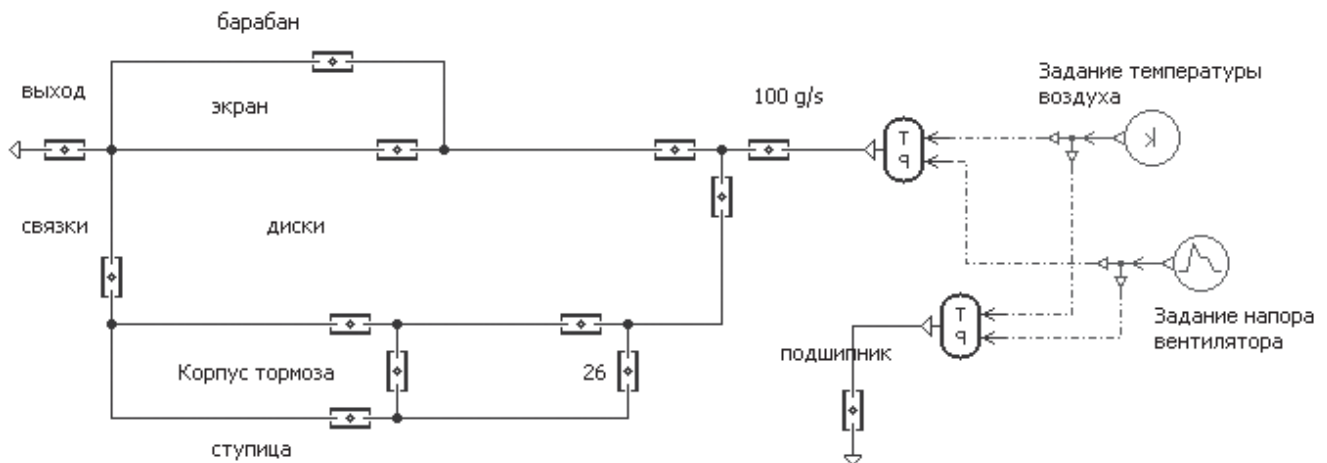


Рис. 11. Схема пневматической сети конструкции колеса

ответствующей теплопередачи. Часть примитивов представлена в таблице. Более подробное описание каждого элемента и параметров дается в Руководстве пользователя Amesim.

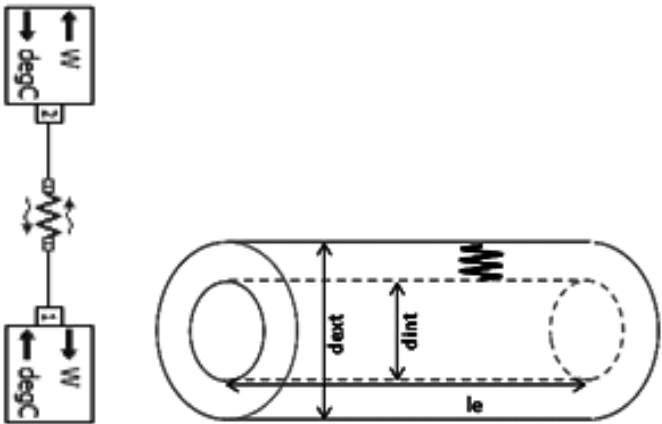

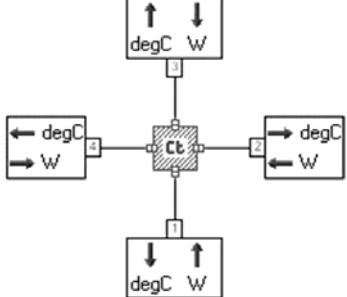
Таким же образом задаются параметры элементов пневмоканала (гидравлика и теплопередача) с начальными условиями давления, температуры, а также теплообмена с внешней средой и пр.

Подготовка расчетов на модели

Для проверки модели были приняты следующие режимы и условия испытаний на стендовом оборудовании.

К каждой паре трения тормозного диска подводилась 1/10 общей кинетической энергии $E = 1,8/2/2$ М кгс·м за время, приблизительно равное времени торможения самолета 20—23 с.

После подвода тепла к дискам включается вентилятор через 100 с. Температура окружающего

№	Параметры элемента модели	Описание метода расчета
1	<p>Конвективный теплообмен (цилиндр).</p> <p>Параметры:</p> <p>solid type index 1</p> <p>length $3 \cdot h_{max} + 2 \cdot h_{min}$ mm</p> <p>internal diameter $R_{out} - d_r$ mm</p> <p>external diameter R_{out} mm</p>	 $dh1 = \frac{\lambda_1 \cdot 2\pi \cdot le}{\ln\left(\frac{d_{ext}}{d_{int}}\right)} (t2 - t1)$
2	<p>Излучение</p> <p>Параметры:</p> <p>emissivity of body i 0.9 null</p> <p>emissivity of body j 0.9 null</p> <p>emitting area i Sb_kt_d mm**2</p> <p>emitting area j Skt_b_d mm**2</p> <p>shape factor from which Si 0.85 null</p>	 $dh1 = \frac{\sigma(T_2^4 - T_1^4)}{\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 A_2}}$
3	<p>Расчет температуры в массе материала</p> <p>Параметры:</p> <p>temperature $t0$ degC</p> <p>solid type index 1</p> <p>adding energy state variable no</p> <p>mass or volume volume</p> <p>volume of material $2 \cdot h_{min}$ mm**3</p>	 $\frac{dT}{dt} = \frac{\sum_{i=1}^4 dh_i}{mass \cdot c_p}$

воздуха $22\text{ }^{\circ}\text{C}$, а конструкции на начало торможения $30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В рамках работы были заданы основные контролируемые значения температуры в определенных точках конструкции колеса. Для этого КК была препарирована 12 датчиками температуры (термопара хромель-алюмель), рис. 13.

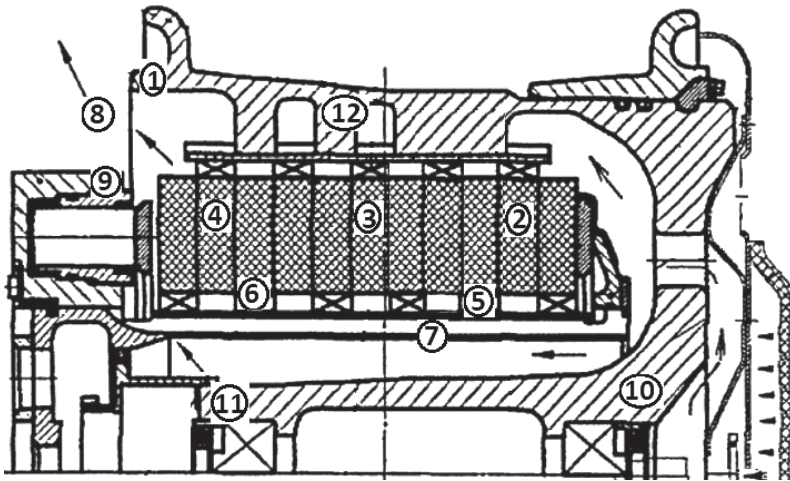


Рис. 13. Места препарирования датчиками температуры

Каждый расчет проводился для анализа поведения температуры в 12 точках за время остывания 1 ч.

Для анализа точности расчета модели на стенде было проведено несколько серий испытаний, три из которых описаны ниже:

- **серия 1** из 10 испытаний при энергии торможения $1,8\text{ М кгс}\cdot\text{м}$ (вентилятор включается через 100 с после начала торможения). Результаты расчета см. на рис. 15;

- **серия 2** из 10 испытаний при энергии торможения $2,0\text{ М кгс}\cdot\text{м}$ (вентилятор включается через 100 с после начала торможения). Результаты расчета приведены на рис. 16;

- **серия 3** из 10 испытаний при энергии торможения $2,2\text{ М кгс}\cdot\text{м}$ (вентилятор включается через 100 с после начала торможения). Результаты расчета см. на рис. 17.

Причина проведения серии из 10 испытаний определяется разбросом температуры по конструкции в пределах 20%. Отсюда становится очевидным, что результаты моделирования должны укладываться в границы данного разброса (рис. 14).

Рассмотрим приведенные на едином графике результаты температур, полученных в расчете, и испытаний. Пунктирная линия на рис. 15–17 является результатом расчета модели; 1, 2 – минимальные и максимальные значения, полученные со стенда.

Данные с 12 датчиков были записаны в массив от времени формата Excel и импортированы в модель для возможности наглядного сравнения с результатами расчета на модели (рис. 18).

Таким образом, разработана и настроена модель, проведены расчеты, импортированы данные с испытаний для сравнительной оценки результатов расчета.

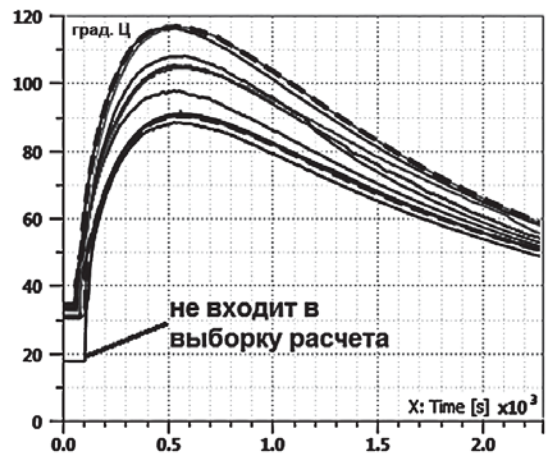


Рис. 14. Определение границ приемлемости результатов расчета на модели (температура датчика 12 – плавкая пробка)

Процесс разработки модели и требования к исходным данным подробно расписаны в методике предприятия.

Анализ результатов расчета

Представленные результаты испытаний и модельных расчетов на трех режимах (торможения) подвода энергии к ФД позволяют провести анализ и сделать выводы.

На основании приведенных на одном графике результатов можно констатировать, что интегральная погрешность расчета не превышает 5%,

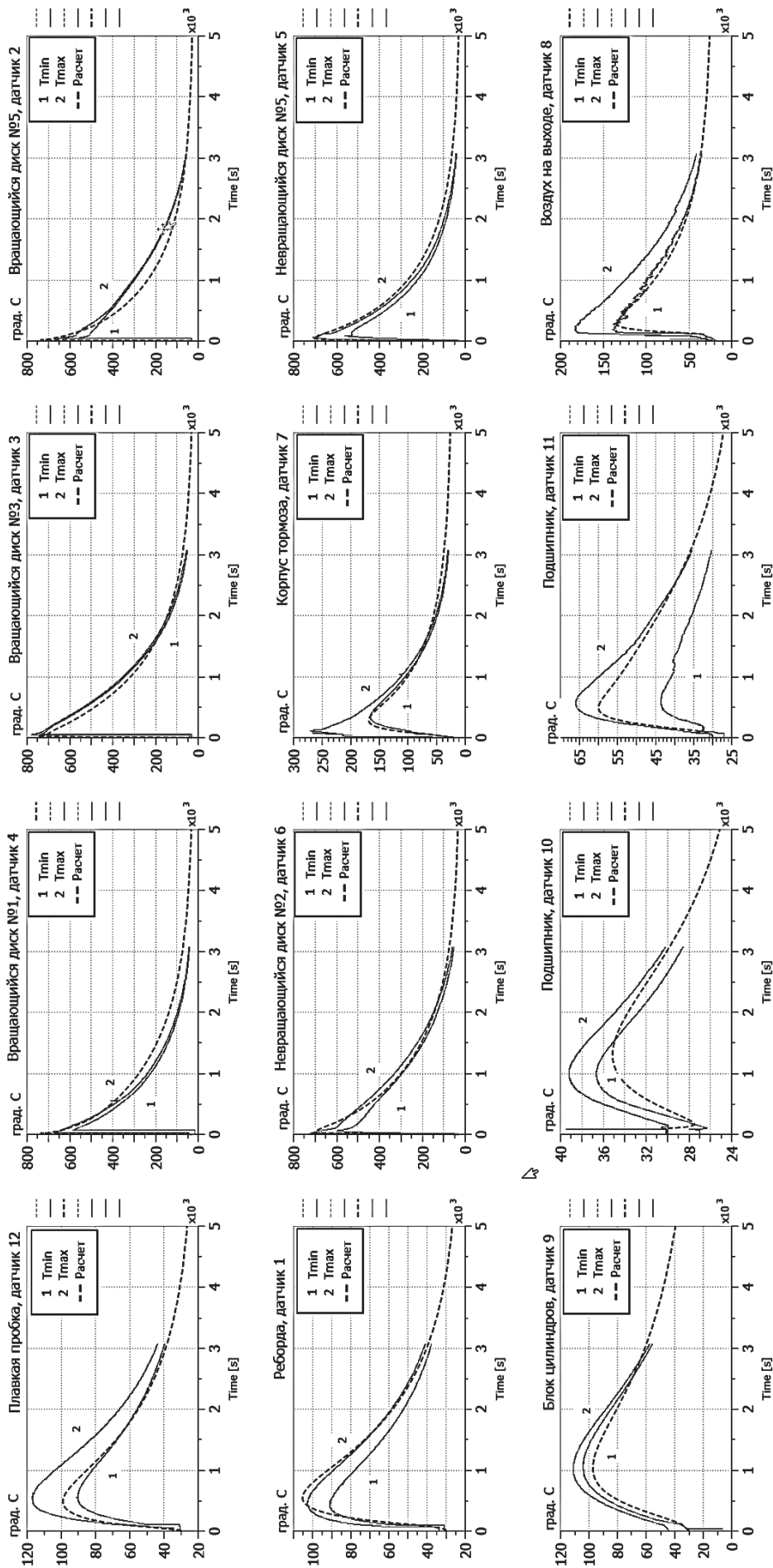


Рис. 15. Серия из десяти испытаний при энергии торможения 1,8 М кгс·м (вентилятор включается через 100 с после начала торможения)

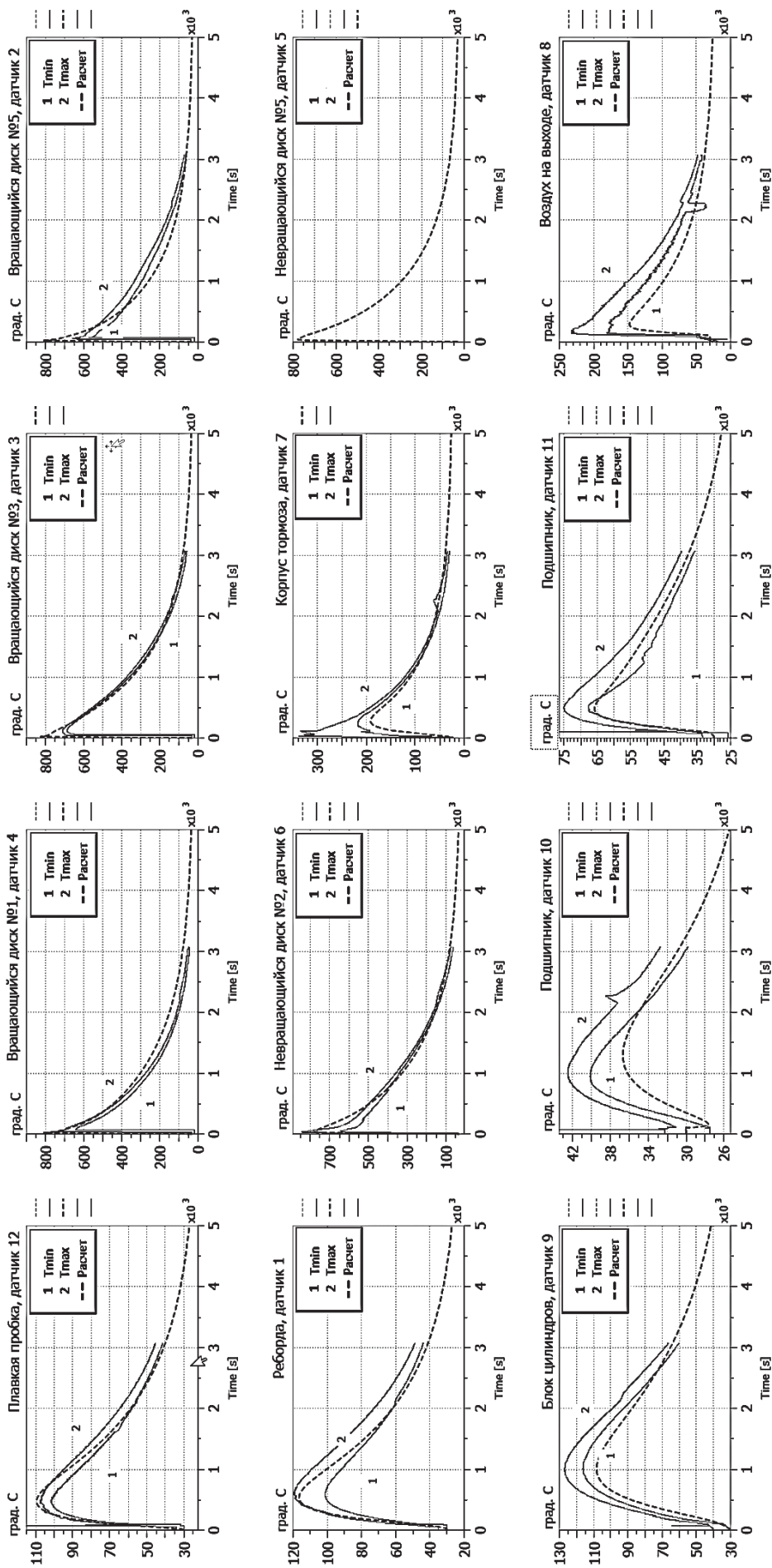


Рис. 16. Серия из десяти испытаний при энергии торможения 2,0 М кгс·м (вентилятор включается через 100 с после от начала торможения)

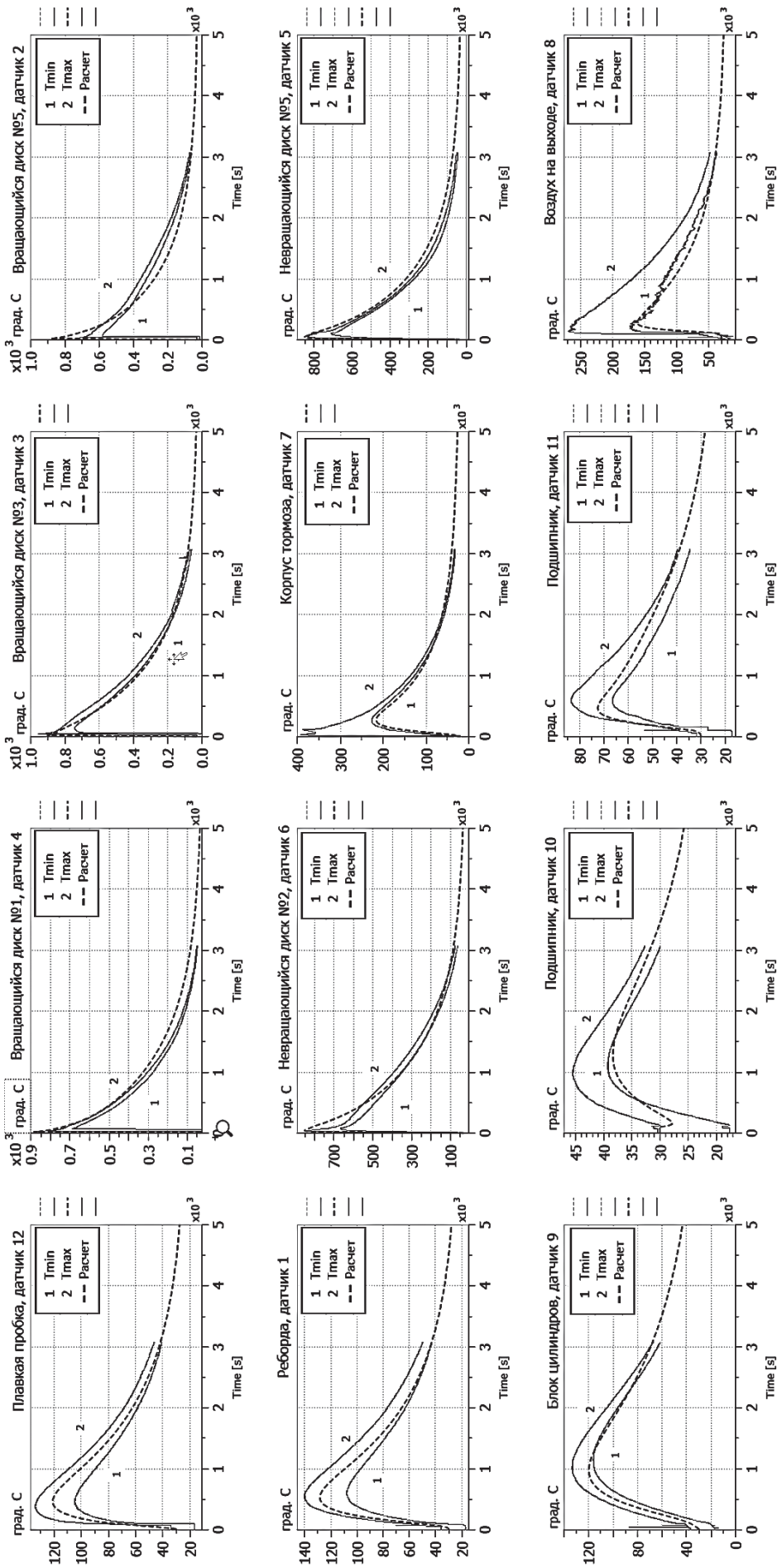


Рис. 17. Серия из десяти испытаний при энергии торможения 2.2 М кгс·м (вентилятор включается через 100 с после начала торможения)

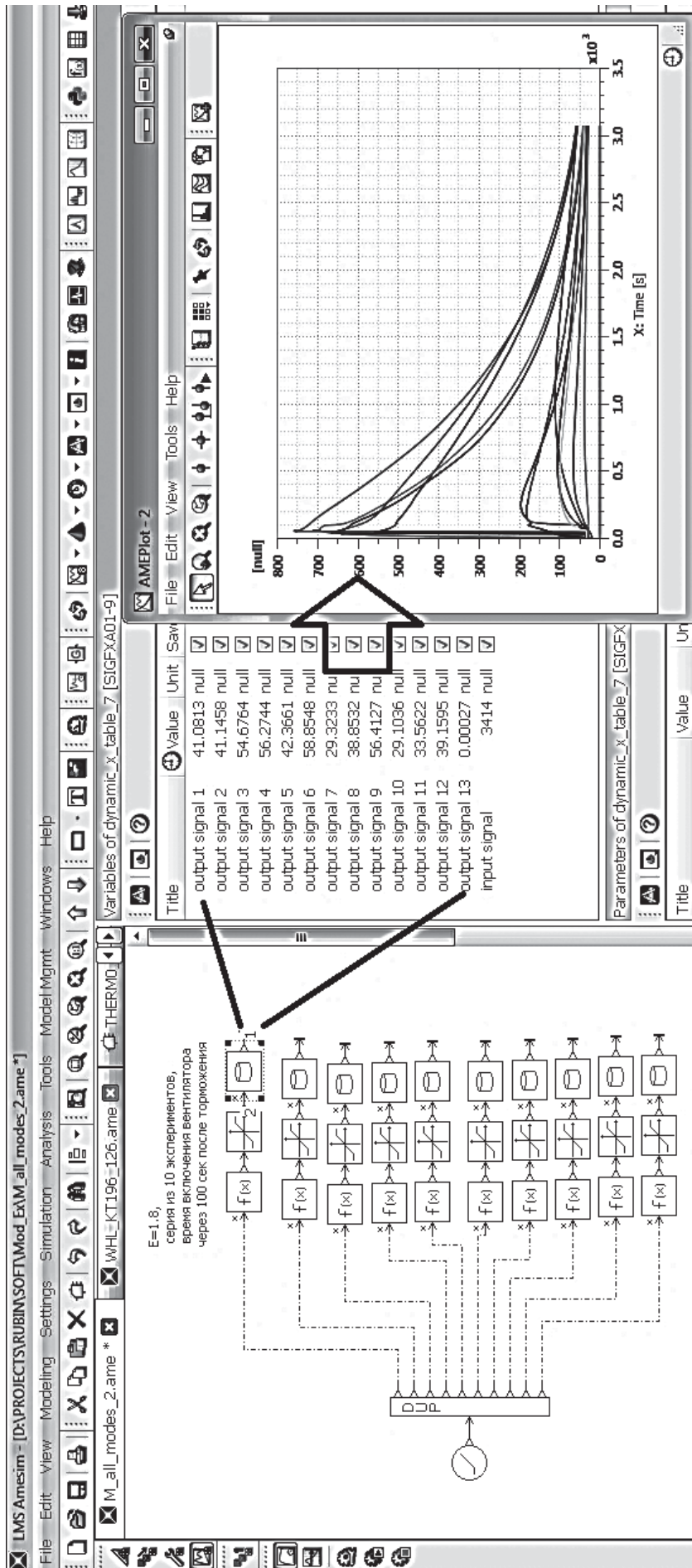


Рис. 18. Импорт данных с испытаний в среду моделирования

что вполне соответствует требованиям промышленного применения при разработке авиационной техники.

Из графиков видно, что модель достаточно точно считает температуру дисков, тем самым подтверждается целесообразность выбранного подхода к расчету термодинамики КК.

Следует отметить, что модель ориентирована на точный расчет в области плавкой пробки, так как это основная точка состояния колеса.

В документации к выполненной работе представлено полное описание модели и методики ее разработки, что позволяет использовать данный подход к расчетам для других конструкций колес, а также сократить число испытаний и доводок оборудования.

Полученные результаты составили основу решения нескольких практических задач определения и анализа оптимальных режимов ускоренной методики проведения ресурсных испытаний.

На основании полученных результатов и технологии работы был реализован следующий этап разработки методических рекомендаций по проведению ускоренных ресурсных испытаний ТК, которые готовятся к согласованию и утверждению с институтами приемки заказчика.

Выводы

1. Обоснована и проверена целесообразность модельного подхода по расчету термодинамического поведения конструкции тормозного колеса.

2. Проведены валидационные испытания, подтверждающие адекватность и достаточную точность результатов расчета на модели.

3. Разработаны модель и методические указания для применения инженерами в штатных процессах проектирования ТК.

4. Показана возможность проведения виртуальных испытаний на модели для определения оптимальных режимов стендового оборудования, что позволяет сократить время и количество натурных испытаний.

На данный момент разработан комплект документации для обоснования внесения изменений в регламент работ по проведению ресурсных испытаний ТК.

Библиографический список

1. Simcenter Amesim, https://en.wikipedia.org/wiki/Simcenter_Amesim
2. European Aviation Safety Agency (EASA), 2008. Research Project 2008. Vol. 4, <https://www.easa.europa.eu/sites/default/files/dfu/Report%20Volume%204%20-%20Operational%20friction%20and%20RCR.pdf>

3. Олейников В.И., Георгиев А.Ф., Ситников М.С. Модельно-ориентированный подход: ключ к успеху при создании современной авиационной техники // Авиасоюз. 2017. №3/4(66). С. 20-22. URL: <http://www.aviasouz.com/66.pdf>
4. Коконин С.С., Крамаренко Е.И., Матвеев А.М. Основы проектирования авиационных колес и тормозных систем: Монография. — М.: Изд-во МАИ, 2007. — 263 с.
5. Daidzic N.E. Modeling and Computation of the Maximum Braking Energy Speed for Transport Category Airplanes // Journal of Aviation Technology and Engineering. 2017. Vol. 6. No. 2, pp. 2–25. DOI: 10.7771/2159-6670.1154
6. Чичинадзе А.В., Браун Э.Д., Буше Н.А. и др. Основы трибологии (трение, износ, смазка): Учебник для технических вузов. — 2-е изд. перераб. и доп. / Под общ. ред. А.В. Чичинадзе. — М.: Машиностроение, 2001. — 664 с.
7. Чичинадзе А.В., Албагачиев А.Ю., Кожемякина В.Д., Коконин С.С., Суворов А.В., Кулаков В.В. Оценка фрикционно-износных характеристик отечественных углеродных фрикционных композиционных материалов для нагруженных тормозов самолетов // Трение и износ. 2009. Т. 30. № 4. С. 359-371.
8. Крамаренко Е.И., Кулаков В.В., Кенигфест А.М., Лисовский С.А., Мозалев В.В. Авиационные тормоза с углеродными фрикционными дисками // Трение и износ. 2006. Т. 27. № 3. С. 290-298.
9. Bond graph, https://en.wikipedia.org/wiki/Bond_graph
10. Finite element method, https://en.wikipedia.org/wiki/Finite_element_method
11. Vedanta S.T. Heat Transient Transfer Analysis of Brake Disc/Pad System. 2016. — Department of Mechanical Engineering, Blekinge Institute of Technology, Karlskrona, Sweden. URL: <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1049941/FULLTEXT02>
12. Anudeep B., Naga S.B. Design and couple field analysis of Aircraft disc brake rotor // International Journal of Engineering Research and General Science. 2015. Vol. 3. No. 4. Part 2, pp. 316— 323. URL: <http://pnrsolution.org/Datacenter/Vol3/Issue4/195.pdf>
13. Prabhu T.R. Airworthiness Certification of Fe-Si3N4-graphite Brake Composites for Military Aircraft // Tribology in Industry. 2015. Vol. 37. No. 4, pp. 491-499. URL: <http://www.tribology.rs/journals/2015/2015-4/13.pdf>
14. Гимадиев А.Г., Грешняков П.И., Синяков А.Ф. LMS Imagine.Lab AMESim как эффективное средство моделирования динамических процессов в мехатронных системах: Учебное пособие. — Самара: СамНЦ РАН, 2014. — 138 с.
15. Воронин А.В. Моделирование мехатронных систем: Учебное пособие. — Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2008. — 137 с.
16. Носко А.Л., Мозалев В.В., Носко А.П., Суворов А.В., Лебедева В.Н. Расчет температур в углеродных дисках авиационных тормозов с учетом теплообмена с окружающей средой // Трение и износ. 2012. Т. 33. № 4. С. 315–322.

17. *Ожерелков Д.Ю.* Вязкость разрушения углерод-углеродных композиционных материалов фрикционного назначения: Дисс. ... канд. техн. наук. — М.: МИСИС, 2018. — 126 с. URL: https://misis.ru/files/9282/Ojereikov_dis.pdf
18. *Михеев М.А., Михеева И.М.* Основы теплопередачи. — М.: Энергия, 1973. — 344 с.
19. *Луканин В.Н., Шатров Г.М.* Теплотехника: Учебник для вузов. — М.: Высшая школа, 2000. — 671 с.
20. *Ghosh A.K., Mathur V.* Aircraft Maintenance. Lecture 07 «Aircraft Brakes System». — Department of Aerospace Engineering Indian Institute of Technology, Kanpur. 2019. URL: <http://textofvideo.nptel.ac.in/101104071/lec7.pdf>

AIRCRAFT BREAK WHEELS DESIGNING USING 1D THERMODYNAMIC MODELS

Levin V.I.^{1*}, Karasev D.Yu.^{2}, Sitnikov M.S.^{2***}**

¹ *Aviation Corporation "RUBIN",
5, Entuziastov shosse, Zapadnaya promzona, Balashikha, Moscow Region, 143912, Russia*

² *Siemens Industry Software,
SISW, 9, B. Tatarskaya str., Moscow, 115184, Russia*

* *e-mail: v_levin47@yandex.ru*

** *e-mail: Kdu@mail.ru*

*** *e-mail: M_s_sitnikov@mail.ru*

Abstract

The OEM, EASA and ICAO requirements to aircraft systems and equipment force manufacturers to conduct more verification calculations and tests to confirm the announced characteristics, as well as analysis of various modes of operation. Currently, there are already new methods of design, as well as automation of calculations and tests. Thus, it is necessary to develop both theoretical and practical basis for their implementation.

The objectives of this work consist in determining a convenient method for thermal processes computing in the the aircraft wheel structure, as well as describing a method for developing a 1D model for the wheel thermodynamic calculations, performing computations by this model, and comparing the obtained results with the results of test modes.

The article provides a summary of the research and work conducted at the enterprise of the brake wheels manufacturing company. The approach to computing the thermal energy distribution dynamics over the friction disk volume and the wheel structure while braking process is being substantiated. The adequate accuracy while using the reduced model of the disks temperature computing is demonstrated. The article presents the processes and methodology issues of developing architecture and parameterization of the wheel structure model for computing the points of the monitored temperature. The model additionally accounts for the convective thermal exchange with the

pneumatic network of the air cooling from the brake wheel. Speed, direction and successive air heating are also being accounted for. The results of computing and testing at three test modes are presented. The adequate accuracy of the computational results compared to the testing data is being determined.

Eventually, all declared goals were achieved. A convenient method for thermodynamics computing of the wheel based on the 1D model was determined. Virtual testing was performed on both a model and a test bench. Analysis of the results allows stating the expediency of the 1D models while brake wheels designing.

Virtual tests were performed on the developed and validated model, which allowed determine more optimal modes of the test bench equipment application. This, in its turn, allowed the time reduction of the field tests and the number of test launches.

Currently, a set of documentation has been developed to justify changes in the regulations for the design and conduct of accelerated life tests of the wheels. The prospects for the used computing method development for solving the related tasks of the break wheels design.

Keywords: brake wheel, friction disc, air cooling, thermodynamic model, braking energy.

References

1. *Simcenter Amesim*, https://en.wikipedia.org/wiki/Simcenter_Amesim
2. *European Aviation Safety Agency (EASA)*, 2008. Research Project 2008. Vol. 4, <https://www.easa.europa.eu/sites/default/files/dfu/Report%20Volume%204%20-%20Operational%20friction%20and%20RCR.pdf>
3. Oleinikov V.I., Georgiev A.F., Sitnikov M.S. *Aviasoyuz*, 2017, no. 3/4(66), pp. 20-22. URL: <http://www.aviasouz.com/66.pdf>
4. Kokonin S.S., Kramarenko E.I., Matveenko A.M. *Osnovy proektirovaniya aviatsionnykh koles i tormoznykh sistem* (Design basics of aircraft wheel and brake systems), Moscow, MAI, 2007, 263 p.
5. Daidzic N.E. Modeling and Computation of the Maximum Braking Energy Speed for Transport Category Airplanes. *Journal of Aviation Technology and Engineering*, 2017, vol. 6, no. 2, pp. 2–25. DOI: 10.7771/2159-6670.1154
6. Chichinadze A.V., Braun E.D., Bushe N.A. et al. *Osnovy tribologii: trenie, iznos, smazka* (Tribology fundamentals: friction, wear, lubrication), Moscow, Mashinostroenie, 2001, 664 p.
7. Chichinadze A.V., Albagachiev A.Y., Kozhemyakina V.D., Kokonin S.S., Suvorov A.V., Kulakov V.V. Assessment of friction and wear characteristics of domestic friction composite materials in loaded aircraft brakes. *Journal of Friction and Wear*, 2009, vol. 30, no. 4, pp. 261-270.
8. Kramarenko E.I., Kulakov V.V., Kenigfest A.M., Lisovskii S.A., Mozalev V.V. *Trenie i iznos*, 2006, vol. 27, no. 3, pp. 290-298.
9. *Bond graph*, https://en.wikipedia.org/wiki/Bond_graph
10. *Finite element method*, https://en.wikipedia.org/wiki/Finite_element_method
11. Vedanta S.T. *Heat Transient Transfer Analysis of Brake Disc/Pad System*. 2016. Department of Mechanical Engineering, Blekinge Institute of Technology, Karlskrona, Sweden. URL: <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1049941/FULLTEXT02>
12. Anudeep B., Naga S.B. Design and couple field analysis of Aircraft disc brake rotor. *International Journal of Engineering Research and General Science*, 2015, vol. 3, no. 4, part 2, pp. 316-323. URL: <http://pnrsolution.org/Datacenter/Vol3/Issue4/195.pdf>
13. Prabhu T.R. Airworthiness Certification of Fe-Si₃N₄-graphite Brake Composites for Military Aircraft. *Tribology in Industry*, 2015, vol. 37, no. 4, pp. 491-499. URL: <http://www.tribology.rs/journals/2015/2015-4/13.pdf>
14. Gimadiev A.G., Greshnyakov P.I., Sinyakov A.F. *LMS Imagine.Lab AMESim kak effektivnoe sredstvo modelirovaniya dinamicheskikh protsessov v mekhatronnykh sistemakh* (LMS Imagine.Lab AMESim as an effective tool for dynamic processes modeling in mechatronic systems), Samara, SamNTs RAN, 2014, 138 p.
15. Voronin A.V. *Modelirovanie mekhatronnykh sistem* (Modeling of mechatronic systems), Tomsk, Tomskogo politekhnicheskogo universiteta, 2008, 137 p.
16. Nosko A.L., Mozalev V.V., Nosko A.P., Suvorov A.V., Lebedeva V.N. Calculation of temperature of carbon disks of aircraft brakes with account of heat exchange with the environment. *Journal of Friction and Wear*, 2012, vol. 33, no. 4, pp. 233-238.
17. Ozherelkov D.Yu. *Vyazkost' razrusheniya uglerod-uglerodnykh kompozitsionnykh materialov friktsionnogo naznacheniya* (Fracture Toughness of carbon-carbon composite materials of friction purposes). Doctor's thesis. Moscow, MISIS, 2018, 126 p. URL: https://misis.ru/files/9282/Ojereikov_dis.pdf
18. Mikheev M.A., Mikheeva I.M. *Osnovy teploperedachi* (Fundamentals of heat transfer), Moscow, Energiya, 1973, 344 p.
19. Lukanin V.N., Shatrov G.M. *Teplotekhnika* (Heat Engineering), Moscow, Vysshaya shkola, 2000, 671 p.
20. Ghosh A.K., Mathur V. *Aircraft Maintenance. Lecture 07 "Aircraft Brakes System"*. Department of Aerospace Engineering Indian Institute of Technology, Kanpur. 2019. URL: <http://textofvideo.nptel.ac.in/101104071/lec7.pdf>