

на силовой агрегат, составит 4000 Н для серийного ШРУС (шарнир с двойным смещением) и около 400 Н в случае применения ШРУС типа ARJ или трипода. Таким образом, силовой агрегат переднеприводного автомобиля, укомплектованного шарниром с двойным смещением, будет испытывать возмущающие воздействия, со стороны каждого ШРУС (в зависимости от профиля дороги) величиной до 4000 Н, что способно вызвать его смещение относительно опор на величину до 6 мм и вибрацию кузова и органов управления.

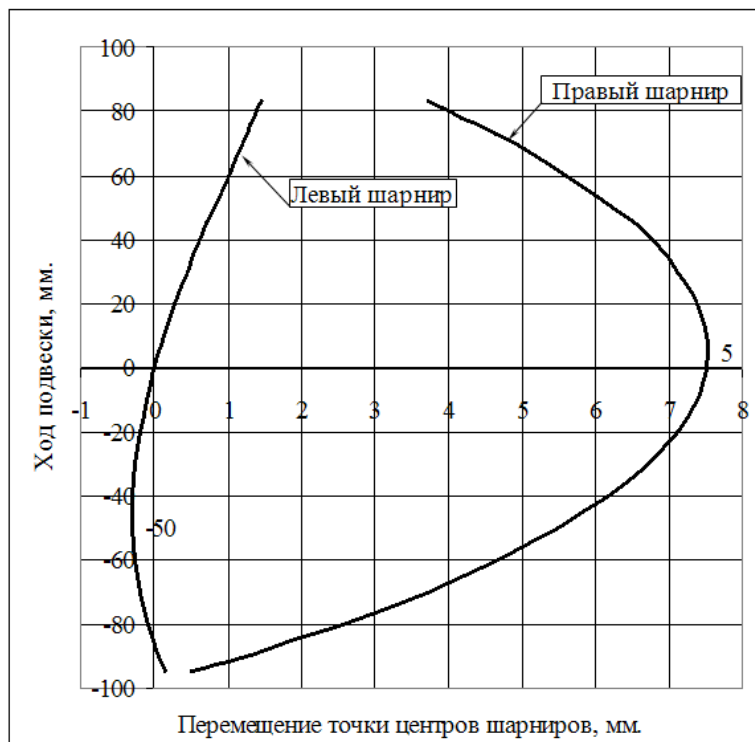


Рис. 7. Зависимость перемещения центров шарниров от хода подвесок

Выводы:

В процессе компенсации расстояния между центром колеса и центром дифференциала возникают осевые силы, действующие со стороны приводов передних колес на силовой агрегат автомобиля.

Величина усилия осевой компенсации напрямую зависит от конструкции ШРУС, а также от величины передаваемого крутящего момента.

При составлении математических моделей колебаний силового агрегата и кузова переднеприводного автомобиля необходим учёт влияния усилия осевой компенсации внутри шарниров, а также кинематических особенностей подвесок передних колёс.

Литература:

1. Беркер А.Х., и др. Проектирование универсальных шарниров и ведущих валов/ Пер. с англ. Ю. В. Попова. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1984. – 463 с., ил.
2. Lee, С.-Н. (2008). Development of a semi-empirical friction model in automotive driveshaft. Int. J. Automotive Technology 9, 3, 317-322.
3. Schmelz, F., Seherr-Thoss, С. Н.-С. and Aucktor, E. (1992). Universal Joints and driveshafts: Analysis, Design, Applications (Translated by S. J. Hill and J. A. Tipper). Springer-Verlag. New York.

Повышение эффективности двухвальных газотурбинных установок

д.т.н. проф. Кустарев Ю.С., к.т.н. доц. Костюков А.В., Плыкин М.Е.
МГТУ «МАМИ»

Газотурбинная установка выполнена по двухвальной схеме (рис. 1) с роторным регене-

ратором и силовой турбиной с регулируемым сопловым аппаратом (РСА). С целью упрощения редуктора диаметр силовой турбины выбран значительно большим, чем диаметр турбины компрессора.

В конструкции ГТУ применен переходник между компрессорной и силовой турбинами, РСА используется для улучшения параметров ГТУ на частичных нагрузках и для создания тормозного момента в случае использования на транспортном средстве.

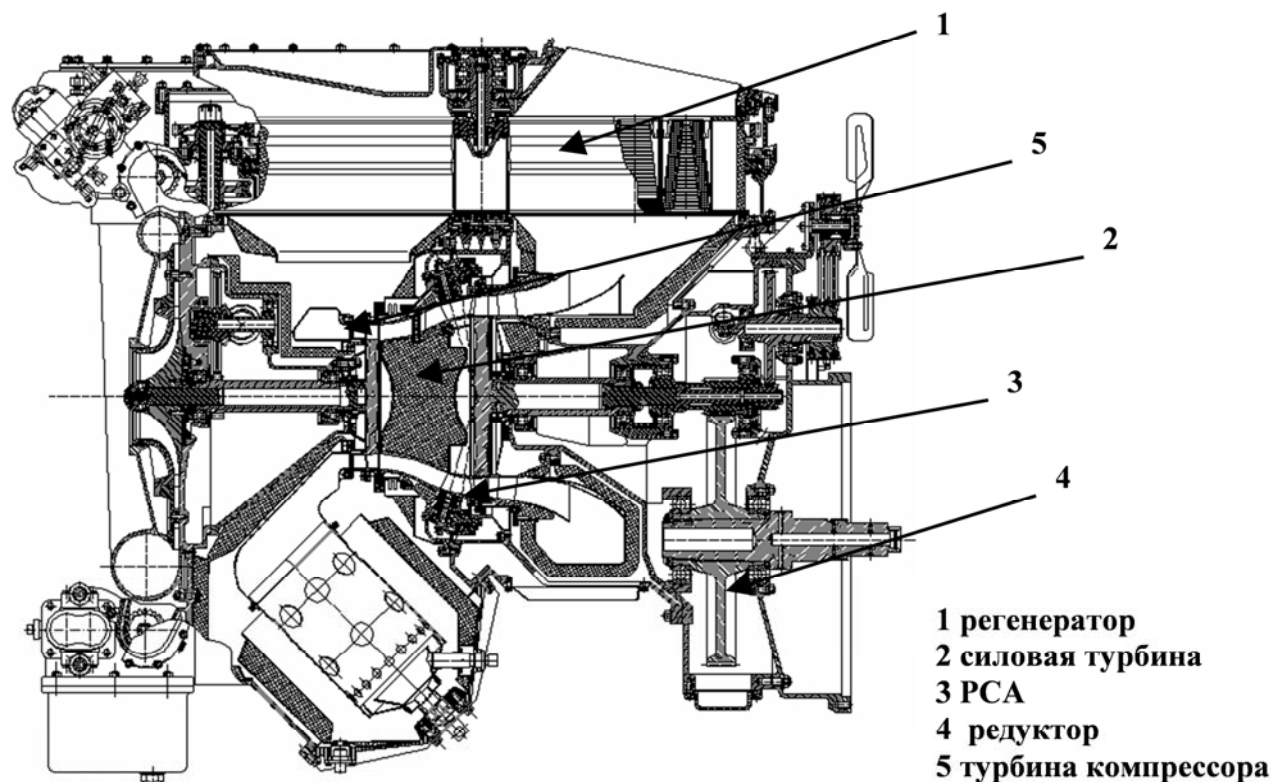


Рис. 1. Поперечный разрез ГТУ

В ходе испытаний исходной конструкции было выявлено существенное снижение КПД установки, в частности силовой турбины, относительно принятых при проектировании. В ходе проведенных стендовых исследований было выяснено, что основные резервы улучшения КПД находятся в узле силовой турбины. Сложность меридиональных обводов переходника, наличие РСА и неравномерность на входе в рабочее колесо привело к снижению КПД.

В данной работе исследовалось влияние на КПД силовой турбины вариантов профилирования меридионального сечения переходника. Было предложено изменить диаметральные размеры турбины и переходника для увеличения эффективности ступени.

Измененная геометрия переходника и силовой турбины представлена на рис. 2. Для сравнения показана исходная геометрия. Ввиду серьезного развития в последнее время аппарата математического моделирования пространственных течений, было принято решение о создании модели течения в измененном переходнике и силовой турбине в специализированном вычислительном комплексе ANSYS CFX.

Для анализа параметров течения в измененной ступени было создано три расчетных модели, отличающиеся меридиональными обводами. Первая модель представляет собой ступень с осевым входом и цилиндрическими обводами. В данном случае в ходе расчета получаются результаты, относящиеся к «идеальной» модели течения, изоэнтропический КПД которой принимается за 100%. Вторая модель отличается добавленными сферическими обводами РСА. Подобное профилирование применяется в случае регулируемого лопаточного венца. В данной модели допущением является то, что лопатка РСА примыкает к корню и пе-

риферии без зазора. В реальной геометрии зазор составляет около 0.2 мм. Меридиональное профилирование в третьей модели выполнено с учетом геометрии переходника. Во всех моделях параметры течения выбирались соответствующими номинальному режиму: расход 1.94 кг/с, полная температура на входе в ступень 1290 К, полное давление на входе 230400 Па. Для построения расчетной модели использовался комплекс ANSYS ICEM CFD, расчетная сетка состоит из гексаэдров размерностью от 1 до 1.5 млн. элементов в зависимости от модели. Для моделирования течения использовались уравнения Навье-Стокса, замкнутые моделью турбулентности Shear Stress Transport SST (также известна как модель Ф.Ментера). Течение в ступени адиабатическое, рабочая среда – газ со свойствами воздуха. Теплофизические свойства газа (вязкость, теплопроводность и теплоемкость) задавались в зависимости от температуры. Для корректной работы пристеночных функций модели турбулентности пристенные элементы выполнены с критерием $Y^+ < 1$. Это позволяет говорить о корректном расчете параметров трения на стенке. Для уменьшения размеров модели в каждом венце был взят один межлопаточный канал. По боковым сторонам задавались условия периодичности. В качестве граничных условий задавались массовый расход на выходе и полное давление на входе. В ходе расчета контролировались сходимость основных скоростных и массовых компонентов, а также момент на валу турбины и изоэнтропический КПД. Расчет считался окончательным после снижения уровня невязок ниже $1e-4$ и стабилизации крутящего момента и изоэнтропического КПД.

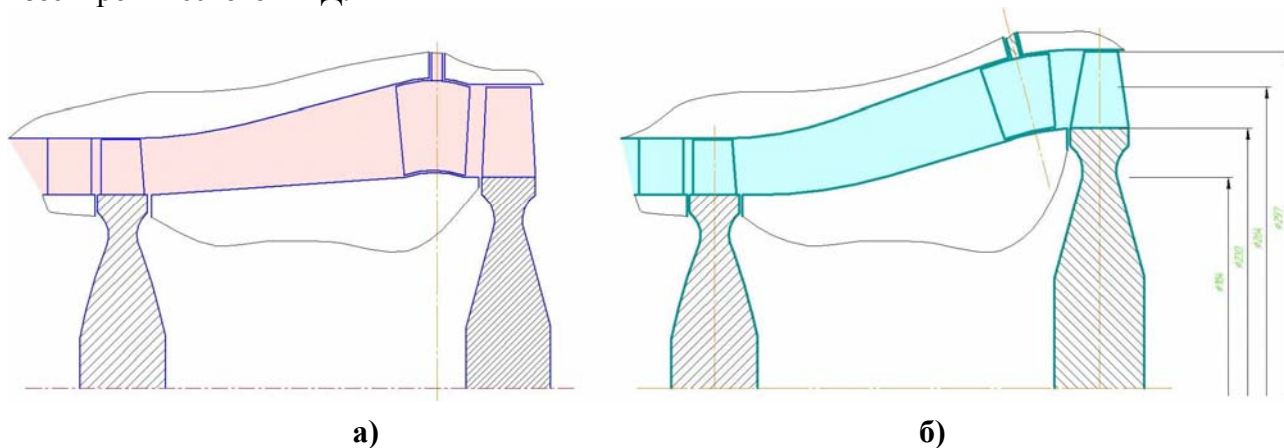


Рис. 2. Измененная (а) и исходная (б) геометрии переходника и силовой турбины

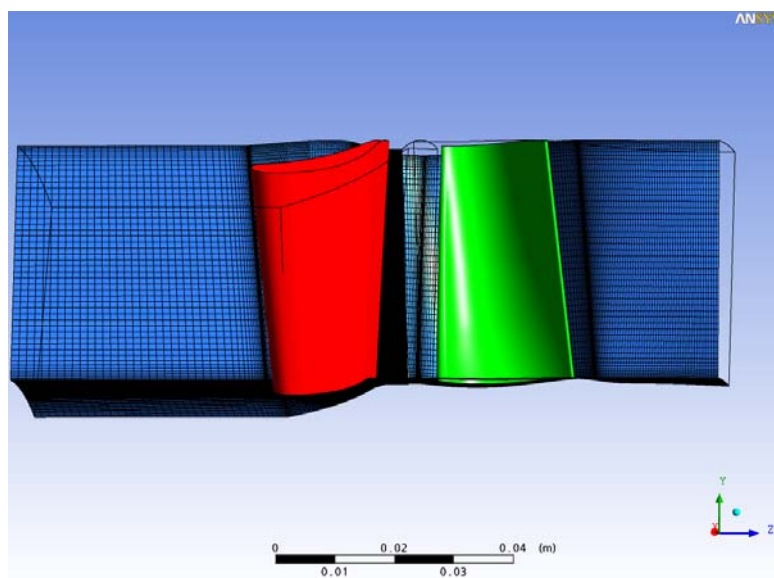


Рис. 3. Первая модель. Цилиндрические меридиональные обводы

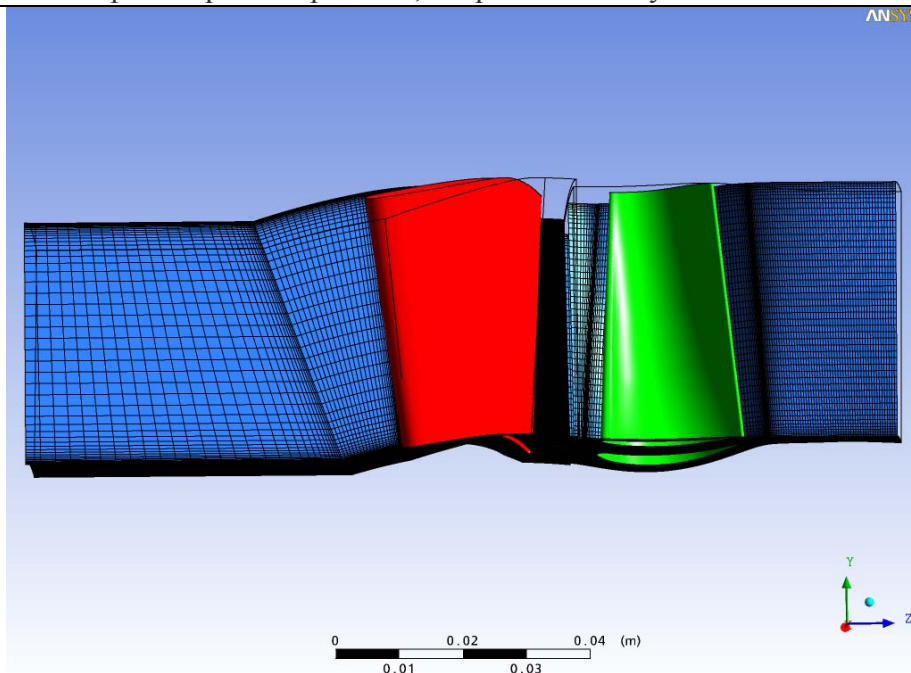


Рис. 4. Вторая модель. В зоне РСА обводы имеют сферическую форму

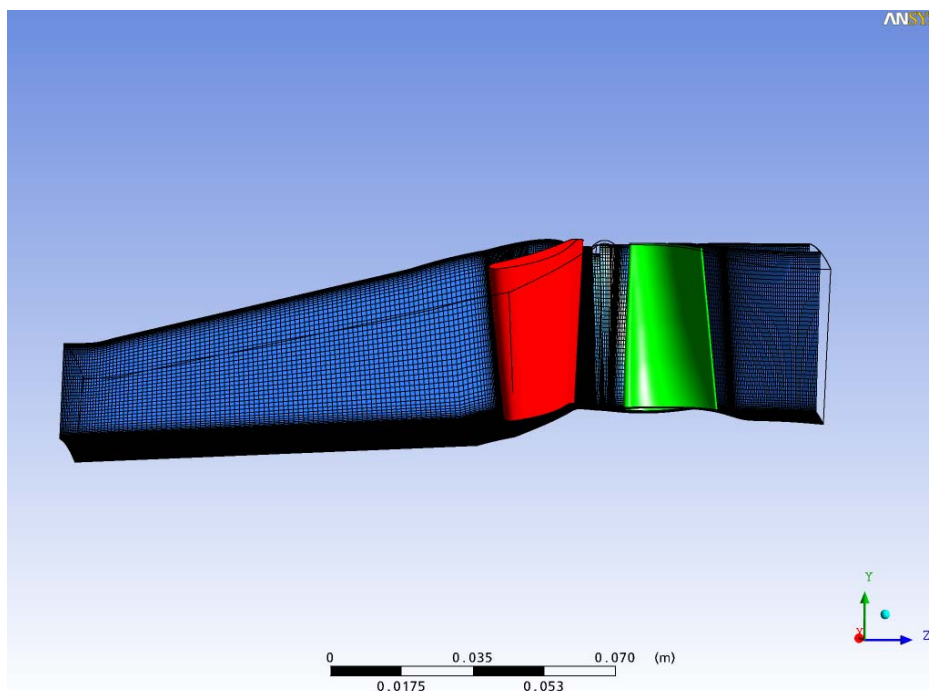


Рис. 5. Третья модель. Полная геометрия от выхода из турбины компрессора до выхода в затурбинную полость

В результате выполненных расчетов получен изоэнтропический КПД первой модели, принятый за 100%. Внедрение сферических обводов РСА во второй модели повлекло снижение КПД до уровня 96% от результатов первой модели. В основном это связано с измененной эпюрой на входе в рабочее колесо. Анализ результатов расчета третьего варианта показал повышение изоэнтропического КПД до уровня 97.4%. Таким образом, переходник несколько улучшил эпюру скорости в РСА и соответственно в рабочем колесе. Суммарное снижение изоэнтропического КПД ступени с реальными обводами относительно «идеальной» модели составило 2.6% относительных.

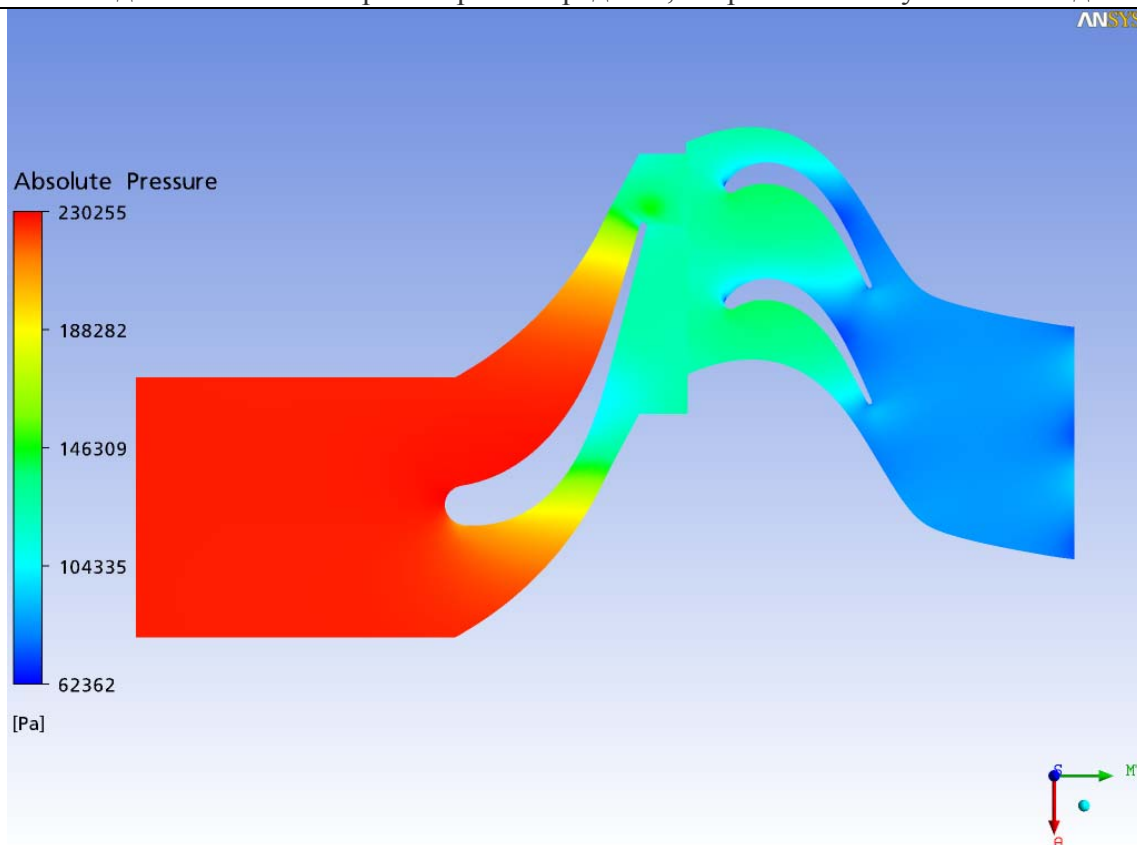


Рис. 6. Полное давление на относительной высоте $h = 0.5$ для первой модели

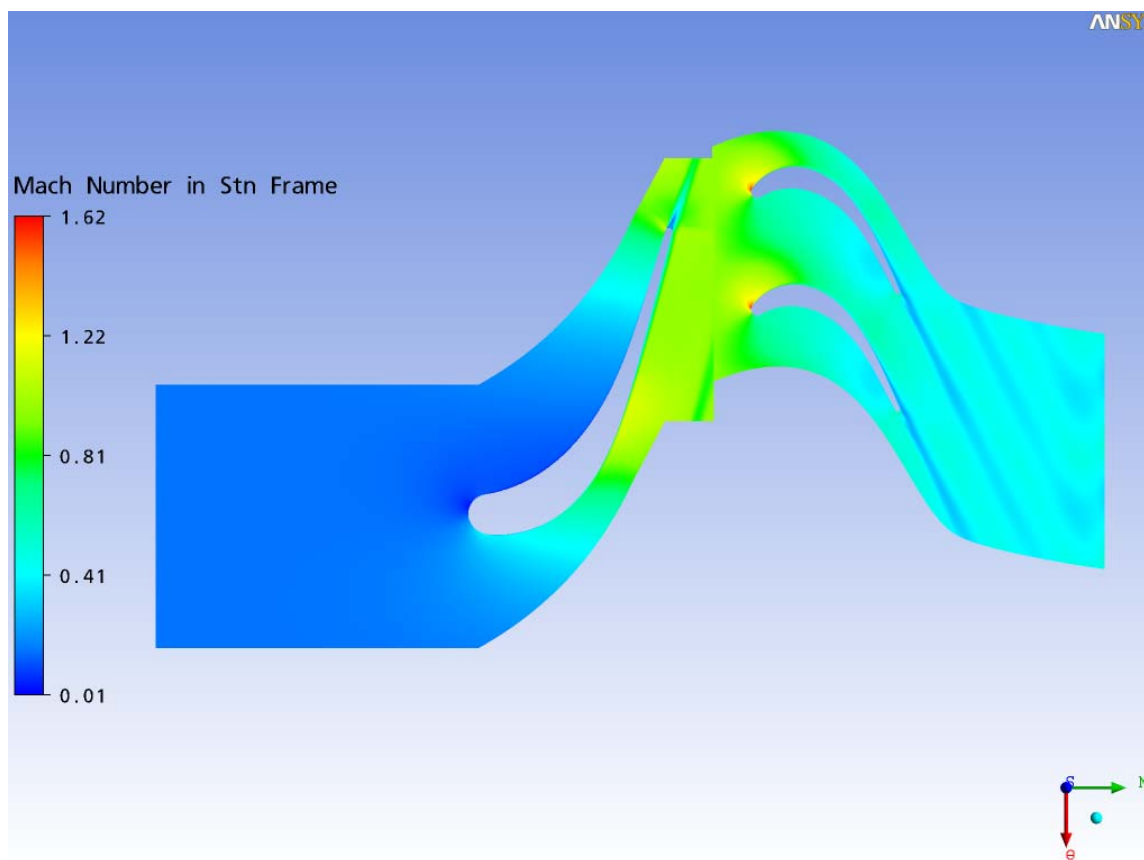


Рис. 7. Числа Маха на относительной высоте $h = 0.5$ для первой модели

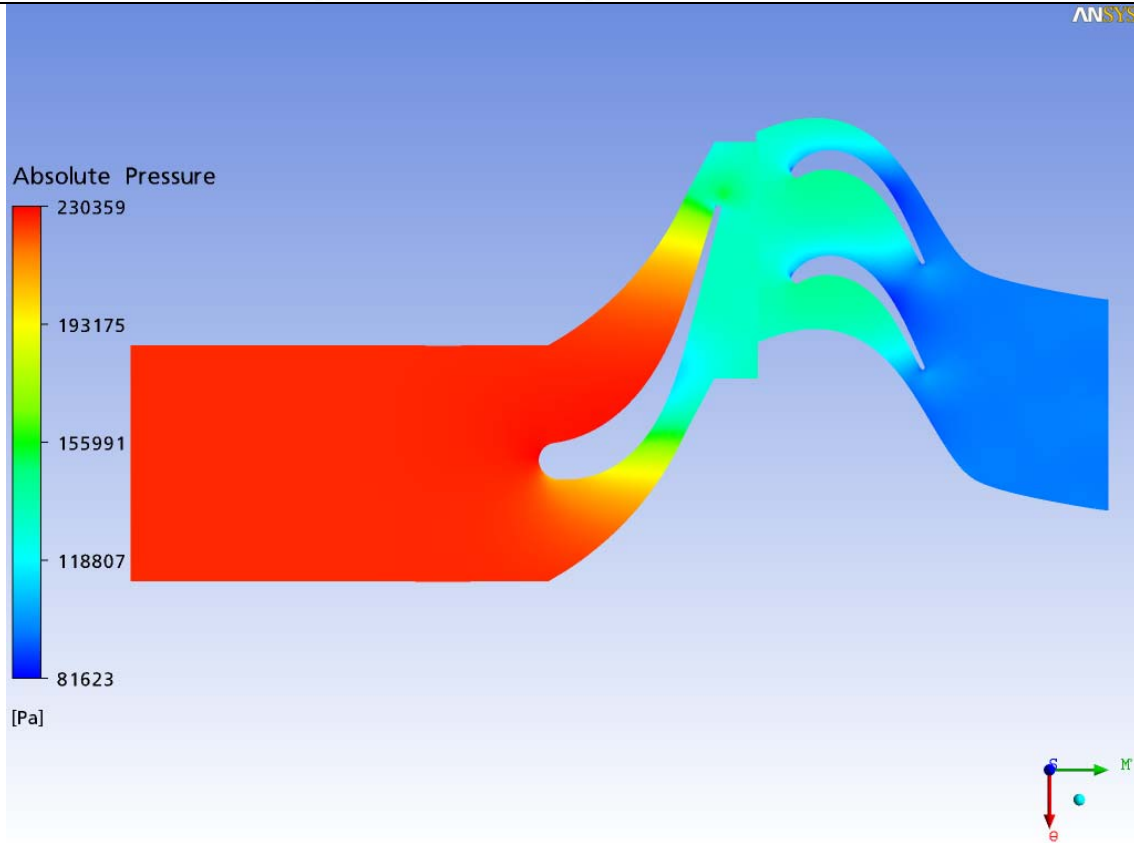


Рис. 8. Полное давление на относительной высоте $h = 0.5$ для второй модели

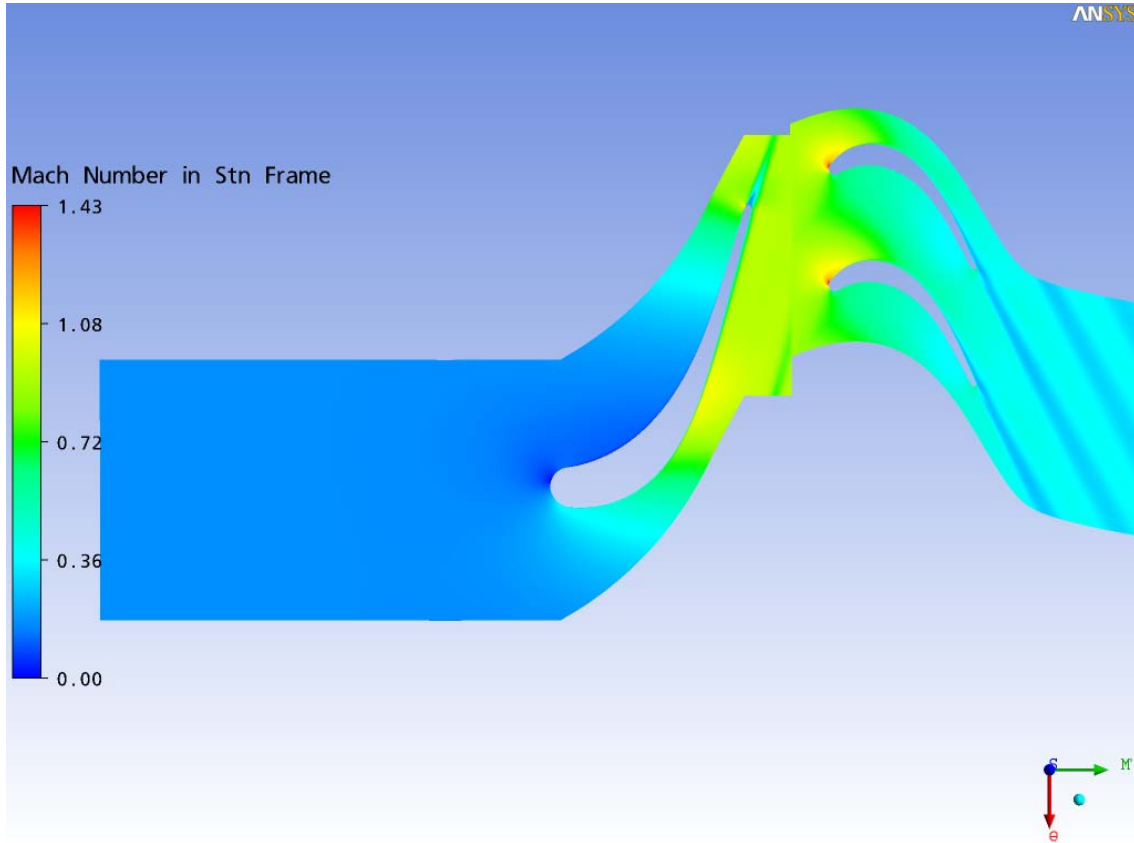


Рис. 9. Числа Маха на относительной высоте $h = 0.5$ для третьей модели

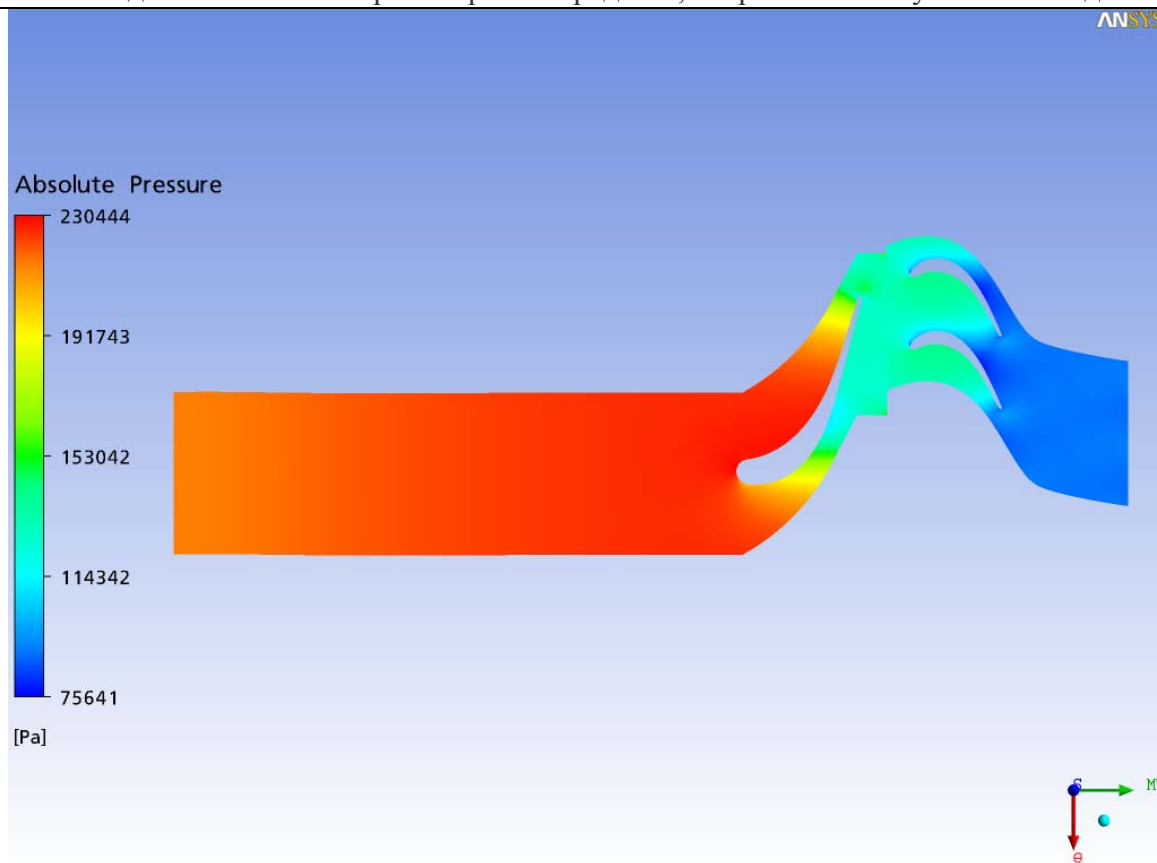


Рис. 10. Полное давление на относительной высоте $h = 0.5$ для третьей модели

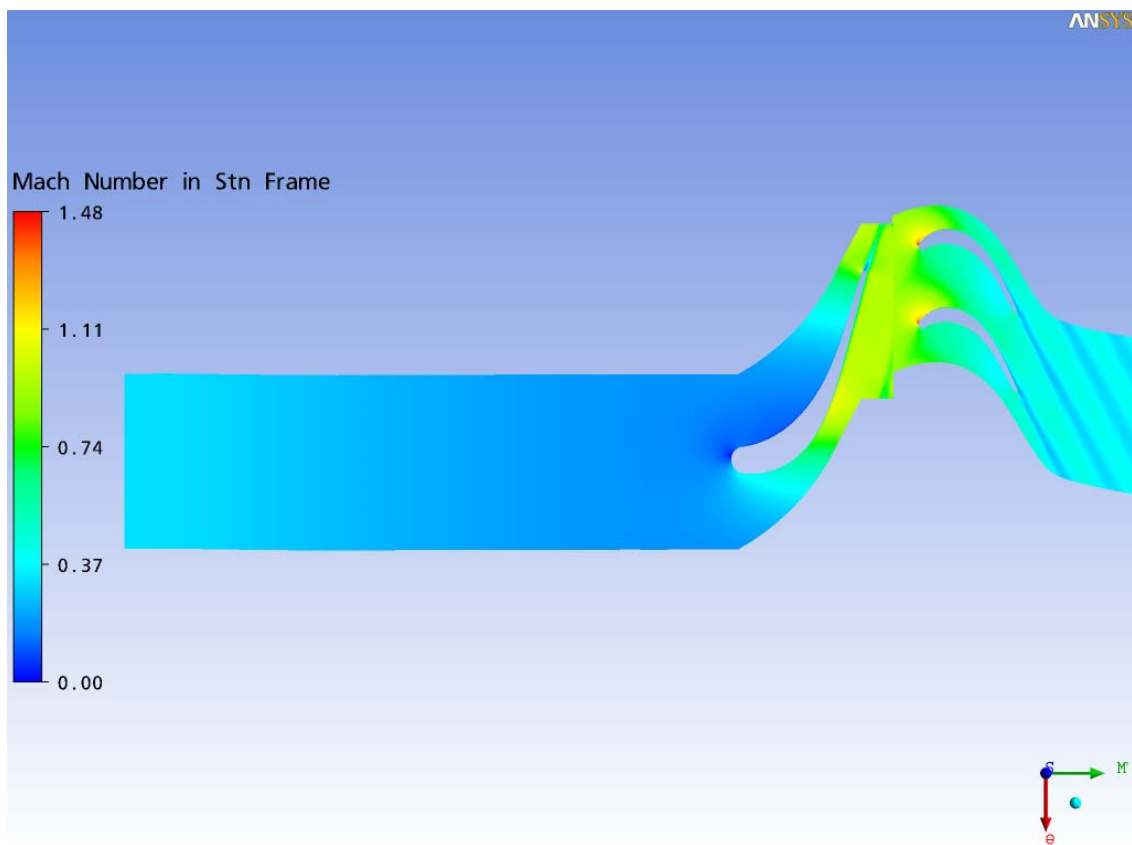


Рис. 11. Числа Маха на относительной высоте $h = 0.5$ для третьей модели

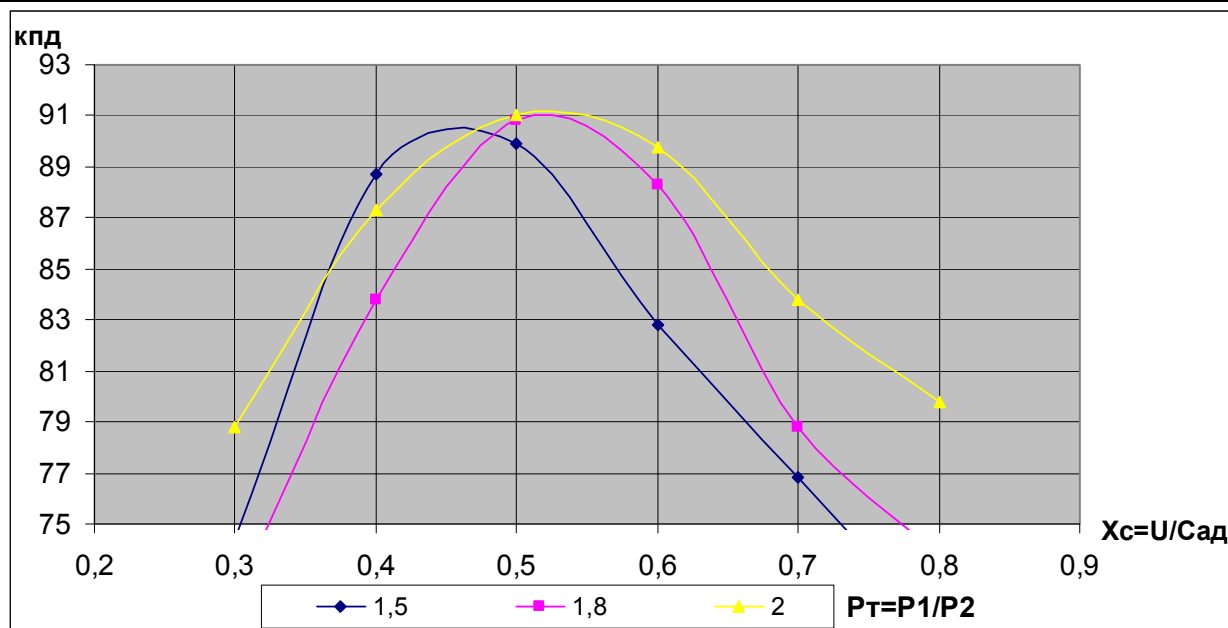


Рис. 12. Зависимость изоэнтропического КПД от $X_c = U/C_{ад}$ при разных степенях понижения давления

Было выполнено моделирование условий «холодной» продувки ступени на экспериментальном стенде. Для этого использовалась третья модель с измененными граничными условиями. В ходе моделирования была получена характеристика силовой турбины. Полученные расчетные характеристики хорошо совпадают с данными, полученными в результате экспериментальных исследований, что позволяет использовать данную математическую модель как инструмент для поиска оптимальных решений в данном спектре задач.

Выводы

Создана модель, позволяющая оценить эффективность силовой турбины с учетом конструктивных особенностей.

Получены результаты расчетов, показывающие степень влияния переходного патрубка и обводов РСА на изоэнтропический КПД силовой турбины.

Намечены пути повышения точности расчетной модели путем добавления дополнительных элементов проточной части

Литература

1. «Теория авиационных двигателей». Нечаев Ю.Н. ВВИА им. Жуковского 1990
2. «Техническая газодинамика» Дейч М.Е. 1961
3. «Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин» – Дейч М. Е., Зарянкин А. Б. : Энергия, 1970.
4. «Turbulence modeling for CFD». Wilcox D.C. Canada, 1993
5. «Multiscale model for turbulent flows» Menter F.R. 24th fluid dynamics conference. AIAA 1993

Математическое моделирование распространения вредных выбросов от автотранспортных средств методом контрольного объема

к.т.н. доц. Гадельшин В.К., Любомищенко Д.С., д.ф.-м.н. проф. Сухинов А.И.
 Таганрогский Технологический Институт, Южного Федерального Университета
 (ТТИ ЮФУ)

Математическое моделирование распространения загрязнений в атмосфере города является актуальной задачей, причем автотранспорт - один из основных источников загрязнения городской воздушной среды. Скорости протекания процессов, а также их сложная физи-