

ПРОЕКТ ВЕРТИКАЛЬНОЙ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТРУБЫ ВТ-1 МАИ

Сергей Александрович ПОПОВ родился в 1967 г. в городе Москве. Доцент МАИ. Кандидат физико-математических наук. Основные научные интересы — в области динамики разреженного газа и вычислительной гидродинамики. Автор более 10 научных работ. E-mail: flowmech@mail.ru

Sergey A. POPOV, Ph.D., was born in 1967, in Moscow. He is an Associate Professor at the MAI. His main research interests are in rarefield gas dynamics and computational hydrodynamics. He has published over 10 technical papers. E-mail: flowmech@mail.ru

Никита Евгеньевич ИГНАТОВ родился в 1976 г. в городе Москве. Сотрудник ИПФ «Аэропоток». Основные научные интересы — в области создания имитаторов свободного падения. E-mail: nikita@aeropotok.ru

Nikita E. IGNATOV, was born in 1976, in Moscow. He is a Research Associate at the Aeropotok Private Enterprise. His research interests are in free-fall simulators. E-mail: nikita@aeropotok.ru

В статье представлен обзор и анализ рынка имитаторов свободного падения. Руководствуясь соображениями экономической целесообразности и безопасности, авторы сформулировали задачу проектирования спортивной вертикальной аэродинамической трубы и обозначили пути ее решения. Разработанная и изложенная в статье методика может быть использована для проектирования вертикальных труб дозвуковых скоростей. Рассмотрены вопросы формирования проточной части канала трубы, выбора или проектирования оптимального вентилятора и согласования режимов его работы с характеристиками электродвигателя. Приведены аэродинамическая схема и общий вид проектируемой вертикальной аэродинамической трубы ВТ-1 МАИ.

Survey of existing free fall simulators is presented as well as a market analysis of the area. A design problem for vertical-flow wind tunnel is formulated basing on cost-effectiveness and safety requirements. Some ways are proposed to solve this problem. The suggested technique can be used to develop subsonic vertical-flow wind tunnels. Some aspects are analyzed to shape working section of the tunnel, to choose and design the optimal axial fan, to match operating modes of the fan with electric motor characteristics. General arrangement and overall view is presented for the designed VT-1 MAI vertical-flow wind tunnel.

Ключевые слова: имитатор свободного падения, вертикальная аэродинамическая труба, коэффициент гидравлического сопротивления, осевой вентилятор ЦАГИ, габаритность, быстроходность, КПД вентилятора, электродвигатель, потребные и располагаемые мощности.

Key words: free fall simulator, vertical wind tunnel, hydraulic loss coefficient, axial fan of TSAGI, overall dimension, specific speed, efficiency of axial fan, electric motor, required power, available power.

Введение

С начала нового тысячелетия возрастающую популярность стали приобретать прикладные и авиационные виды спорта. Среди них особое место за-

нимает парашютизм, по силе и необычности ощущений даже сравнимый со многими экстремальными видами активного отдыха. Однако не все могут себе позволить потратить целый день для поездки

на удаленный аэродром, довольно утомительную подготовку и инструктаж, чтобы совершить пусть и незабываемое, но довольно опасное путешествие в открытый люк самолета с высоты в две тысячи метров над землей.

Существует альтернатива подобным экстремальным занятиям. Это имитаторы свободного падения (ИСП). За последние 10 лет в мире появилось порядка десяти профессиональных ИСП, которые используются парашютистами и людьми, желающими поближе познакомиться с парашютным спортом.

Планирование на парашюте является неотъемлемой частью парашютного спорта, но отнюдь не самой важной его составляющей. То, ради чего человек поднимается в небо, — это свободное падение. Свободное падение — тот момент, когда человек действительно может почувствовать, что он летит, летит свободно, без каких-либо приспособлений и ограничений. Полет на самолете или планирование под куполом парашюта не дает подобных ощущений. Свободное падение ограничено во времени. С 4500 метров можно падать не больше 60 секунд. За эти 60 секунд парашютисты-профессионалы проделывают различные перестроения и акробатические элементы, требующие определенных навыков владения собственным телом в воздушном потоке. А вот ИСП позволяет воссоздать свободное падение без каких-либо ограничений по времени. Важный фактор, играющий здесь решающую роль, — физическая подготовка человека. Единственное ограничение у ИСП — это небольшое пространство для горизонтальных перемещений. На сегодняшний день ИСП приобретают все большую популярность. Существуют даже прогнозы, что в ближайшее время появится новое направление в экстремальном спорте: полеты в аэродинамической трубе. Следовательно, популярность таких полетов может возрасти многократно.

Обзор рынка ИСП

В настоящее время в России уже функционирует несколько подобных установок. По расположению на местности их можно разбить на три основных класса. К первому классу можно отнести все небольшие по габаритам и массе сооружения, представляющие собой сборно-разборные модульные или секционные конструкции (рис. 1), либо мобильные ИСП, созданные на базе автомобильных полуприцепов или автоплатформ (рис. 2). У этих установок могут либо отсутствовать вообще, либо присутствовать в весьма условном виде такие характерные конструктивные элементы, как хоней-



Рис. 1. Трансформируемая установка «Aerodium»



Рис. 2. Мобильная установка «Свободный полет»

комб, сопло, спрямляющая решетка, диффузор и т.п.

Ко второму классу можно отнести все временные сооружения. Они имеют весьма внушительные размеры, но относительно слабо привязаны к занимаемому земельному участку и в случае необходимости могут быть разобраны и перенесены в другое место. По своим конструктивным особенностям это, как правило, так называемые вертикальные аэродинамические трубы с разомкнутым контуром, но закрытой рабочей частью. При этом вентилятор, создающий поток, может быть расположен как перед рабочей частью (рис. 3), так и за ней (рис. 4).

И, наконец, третий класс ИСП представляют собой долговременные капитальные сооружения, имеющие все характерные элементы аэродинамических труб замкнутого типа с рабочей частью, расположенной вертикально. Если высота рабочей части находится в пределах 1,5—2 диаметров сопла, и к тому же у сооружения достаточно протяженный диффузор, то такая установка в принципе может использоваться и в качестве так называемой штопорной трубы при некоторой доработке.



Рис. 3. Спортивная аэродинамическая труба AST-1, Россия, г. Самара



Рис. 4. Вертикальная труба «SkyVenture», США, Флорида

Вертикальные трубы этого класса могут быть выполнены либо в виде замкнутого канала (одного или двух, рис. 5), либо в виде цилиндра, расположенного внутри другого, большего по объему цилиндра (рис. 6).

Каждый из представленных классов имеет свои характерные особенности. Так, например, все ИСП первого класса хороши своей мобильностью, но при сопоставимых размерах рабочей части требуют силовую установку большей мощности и создают при работе весьма значительный шум. Отсюда следует, что без специальной звукоизоляции их невозможно поставить в небольшом городском парке, а только на значительном удалении от жилой зоны. В имитаторах с открытой рабочей частью свободнее, но даже несмотря на надувные маты, расположен-

ные по кругу, такая зона полетов является источником повышенного травматизма. Весьма важным моментом является степень равномерности потока в рабочей части. При этом хорошо известно, что парашютисты-профессионалы предпочитают установки с высокой степенью равномерности потока и низкой турбулентностью, т.е. такие установки, которые хорошо воспроизводят натуральный поток.

Многие ИСП строятся энтузиастами-любителями для собственных нужд и используются в довольно узком кругу парашютистов. Однако такие установки можно рассматривать и как объекты для инвестиций. В зависимости от сложности конструкции и различных экономических факторов срок окупаемости подобного сооружения может составить от 5 до 10 лет. Экономическая сторона эксп-



Рис. 5. Вертикальная труба замкнутого типа «SkyVenture», Россия, г. Чехов



Рис. 6. Проект ИСП швейцарской компании «Bodyflying A.G.», Россия, «Вэй-парк» (71-й км МКАД).

лутации ИСП пока что изучена недостаточно хорошо, так как в мире не накоплена соответствующая статистика. Но, по мнению авторов статьи, перспективы развития данного направления весьма благоприятные. А если к этому прибавить упорство энтузиастов, занимающихся строительством имитаторов, то можно надеяться, что риск новаторства в этой области будет оправданным.

Постановка задачи

Мы привели достаточное количество примеров существующих ИСП. Какой из представленных классов является наиболее востребованным? Как выбрать тот тип установки, который предстоит воссоздать Вам? Выбор зависит от многих факторов. В нашем случае задача ставилась следующим образом. Необходимо было спроектировать компактное временное сооружение, предназначенное как для любителей, так и для парашютистов-профессионалов, с размерами рабочей части, предназначенной для тренировки не более двух человек и имеющей как можно более экономичный привод без вредных выбросов в атмосферу. Поставленные условия позволяют сразу определиться со многими конструктивными особенностями и габаритами некоторых элементов проектируемой установки. Начнем с размеров рабочей части. Средний рост человека 175 см, но даже если предусмотреть возможность полета 200 см гигантов, чей линейный размер в сгруппированном положении будет на 50 см меньше, то рабочая часть диаметром $D_{p.ч} > 3$ м обеспечит вполне комфортные условия любой паре парашютистов. Коэффициент лобового сопротивления парашютиста, отнесенный к площади затенения, варьируется в широких пределах $c_{xa} = 0,04 \div 0,8$ в зависимости от его положения в потоке. Если принять, что в некотором характерном сгруппированном положении тела значение этого коэффициента равно 0,6, площадь поперечного сечения тела $0,6 \text{ м}^2$, а масса парашютиста 75 кг, то скорость потока, необходимая для его удержания в вертикальной струе воздуха, равна 58 м/с. Поэтому скорость потока в рабочей части 70 м/с должна обеспечить хорошие возможности выполнения парашютистом самых разнообразных акробатических упражнений.

Диаметр рабочей части и скорость задают потребный объемный расход воздуха. Таким образом, мы пришли к следующим параметрам проектируемой установки. Диаметр рабочей части $D_{p.ч} = 3,2$ м, объемный расход $Q = 563 \text{ м}^3/\text{с}$, расположение вентилятора за рабочей частью для обеспечения высокой равномерности потока. Поскольку сооружение должно быть временным и занимать как можно

меньшую площадь, то лучше всего этим требованиям удовлетворит установка с разомкнутым контуром, расположенным вертикально. Потребная мощность $N_{\text{потр}}$ силовой установки пропорциональна произведению скоростного напора, который в нашем случае в рабочей части равен $q_{p.ч} = 2950 \text{ Па}$, объемного расхода и некоторого безразмерного коэффициента ζ_{Σ} , характеризующего потери полного давления в нашей установке, отнесенного к скоростному напору в рабочей части. Наименьшее значение этому коэффициенту можно обеспечить только в случае, когда имитатор будет иметь все характерные элементы аэродинамической трубы с закрытой рабочей частью. Такое исполнение рабочей части снизит не только общие потери мощности, но и вероятность получения травм во время полетов. И, наконец, требованиям отсутствия вредных выбросов в наибольшей степени удовлетворяют силовые установки, в состав которых входит электродвигатель. Таким образом, перед нами поставлена задача спроектировать вертикальную аэродинамическую трубу (далее ВТ) с электроприводом.

Задача проектирования ВТ обычно разбивается на несколько шагов:

- задание формы и размеров отдельных элементов;
- определение коэффициентов сопротивления ζ_i (потерь полного давления $\zeta_{\Sigma} = \sum_i \zeta_i$) этих элементов;
- определение потребного напора вентилятора $H = \zeta_{\Sigma} q_{p.ч}$ и потребной мощности двигателя

$N_{\text{потр}} = \frac{HQ}{\eta}$, где η — коэффициент полезного действия вентилятора;

- поверочный расчет параметров в проточной части трубы с определением полей скорости, давления, степени турбулентности потока, размеров и положения отрывных зон с целью предотвращения их образования;

- выбор или проектирование вентилятора, наиболее подходящего под заданный расход, диаметр и потребный напор;

- выбор и согласование работы двигателя с работой вентилятора.

В процессе проектирования все из указанных пунктов необходимо выполнить, при этом приведенная последовательность может нарушаться, а выполнение некоторых шагов может носить итерационный характер. С другой стороны, любая ВТ состоит из контура, вентилятора и электродвигателя. Первые три шага относятся собственно к про-

ектированию контура трубы. Поэтому далее рассмотрим три основных этапа.

Проектирование контура ВТ

Формы и размеры отдельных элементов вертикальной трубы в первом приближении обычно задаются на основе накопленных данных по установкам подобного типа или по данным об аэродинамических трубах с рабочей частью, расположенной горизонтально. Далее стоит задача определения коэффициентов сопротивления элементов трубы по отдельности и всего контура установки в целом с учетом выброса потока в атмосферу через выходной диффузор. Решение этой задачи зависит от применяемых подходов. Но, прежде чем переходить к их описанию, остановимся на вопросе: а что такое потери вообще? Речь здесь идет о потерях энергии. Обычно считается, что потери энергии при движении воздуха в трубе складываются в основном из потерь на преодоление сопротивления, связанного с трением, потерь давления на вихреобразование и расширение воздуха в диффузорах и других подобных элементах. Рассмотрим уравнение переноса

энергии. Пусть $E = \rho \left(e + \frac{v^2}{2} \right)$ — полная энергия единицы объема; $e = C_V T$ — внутренняя энергия единицы массы среды; $\vec{v} = \vec{i}u + \vec{j}v + \vec{k}w$ — скорость, тогда

$$\begin{aligned} & \frac{\partial E}{\partial t} + \frac{\partial uE}{\partial x} + \frac{\partial vE}{\partial y} + \frac{\partial wE}{\partial z} = \\ & = \rho \vec{F} \vec{v} + \frac{\partial \vec{P}_x \vec{v}}{\partial x} + \frac{\partial \vec{P}_y \vec{v}}{\partial y} + \frac{\partial \vec{P}_z \vec{v}}{\partial z} - \frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y} - \frac{\partial q_z}{\partial z}, \end{aligned}$$

где $\vec{P}_x, \vec{P}_y, \vec{P}_z$ — векторы напряжений:

$$\begin{aligned} \vec{P}_x &= -\vec{i}p + \vec{p}_x; \\ \vec{P}_y &= -\vec{j}p + \vec{p}_y; \\ \vec{P}_z &= -\vec{k}p + \vec{p}_z; \end{aligned}$$

$\vec{q} = \vec{i}q_x + \vec{j}q_y + \vec{k}q_z$ — вектор теплового потока.

Интегрируя уравнение переноса по неподвижному объему V с внешней нормалью \vec{n} и используя теорему Остроградского—Гаусса, получим

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \int_V E dV + \int_S \left[(uE - \vec{P}_x \vec{v} + q_x) n_x + (vE - \vec{P}_y \vec{v} + q_y) n_y + \right. \\ & \left. + (wE - \vec{P}_z \vec{v} + q_z) n_z \right] dS = \int_V \rho \vec{F} \vec{v} dV. \end{aligned}$$

Если еще учесть и выражение для векторов напряжений и массовых сил $\vec{F} = \vec{\nabla} U$

$$\int_V \rho \vec{F} \vec{v} dV = \int_S \rho U (un_x + vn_y + wn_z) dS + \int_V U \frac{\partial \rho}{\partial t} dV,$$

то

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_V (E - \rho U) dV &= - \int_S (E - \rho U + p) \vec{v} \vec{n} dS + \\ &+ \int_S (\vec{p}_x \vec{v} n_x + \vec{p}_y \vec{v} n_y + \vec{p}_z \vec{v} n_z) dS - \int_S \vec{q} \vec{n} dS. \end{aligned}$$

Здесь

$$\begin{aligned} \vec{p}_x \vec{v} &= p_{xx} u + p_{xy} v + p_{xz} w; \\ \vec{p}_y \vec{v} &= p_{yx} u + p_{yy} v + p_{yz} w; \\ \vec{p}_z \vec{v} &= p_{zx} u + p_{zy} v + p_{zz} w; \end{aligned}$$

$$U = -gh,$$

где h — геометрическая высота.

При установившемся течении

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V (E - \rho U) dV = 0$$

и общие потери мощности равны

$$\begin{aligned} \Delta N_{\text{общ}} &= - \int_S (E - \rho U + p) \vec{v} \vec{n} dS = \\ &= - \int_S (\vec{p}_x \vec{v} n_x + \vec{p}_y \vec{v} n_y + \vec{p}_z \vec{v} n_z) dS + \int_S \vec{q} \vec{n} dS. \end{aligned}$$

В несжимаемой и нетеплопроводной среде (либо в среде при постоянной температуре) имеются только потери на трение

$$\Delta N_{\text{тр}} = - \int_S (\vec{p}_x \vec{v} n_x + \vec{p}_y \vec{v} n_y + \vec{p}_z \vec{v} n_z) dS.$$

Поэтому, когда мы говорим о потерях энергии на вихреобразование, на расширение воздуха и т.п., в конечном итоге для труб дозвуковых скоростей все равно речь идет о потерях на трение.

Коэффициент гидравлического сопротивления представляет собой отношение потерянной на данном участке полной энергии (мощности) к кинетической энергии (мощности) в принятом сечении или, что то же самое, потерянного на том же участке полного давления к скоростному напору (динамическому давлению) в принятом сечении

$$\zeta = \frac{\Delta N_{\text{общ}}}{qQ} = \frac{\Delta p_{\text{общ}}}{q}.$$

Принятое сечение проходит через рабочую часть ВТ, т.е. характерный скоростной напор равен $q_{p,ч}$. Для многих характерных элементов аэродинамичес-

кой трубы, таких, как входное устройство, хоней-комб, сопло, страхующая сетка, рабочая часть, модель в рабочей части, диффузор, вторая страхующая сетка, силовая установка, выходной диффузор, выброс потока в атмосферу, значения коэффициентов сопротивления ζ_i заданы либо таблично, либо в виде простых аналитических зависимостей [1, 2]. Все используемые табличные зависимости были заменены аппроксимирующими их соотношениями. На основе этих данных была разработана математическая модель проектируемой установки и отлажено программное обеспечение, которое позволило провести исследование влияния формы и размеров отдельных элементов ВТ на значение ζ_{Σ} . Так, например, на рис.7 представлены зависимости коэффициента ζ_{Σ} и коэффициента сопротивления входного устройства трубы в зависимости от высоты расположения этого устройства над поверхностью земли.

Из рисунка видно, что, начиная с некоторой высоты, коэффициент сопротивления входного устройства практически перестает изменяться. Для нашего проекта мы выбрали $h = 2$ м. В этих расчетах изменялся только один параметр h , форма и размеры всех остальных устройств оставались неизменными. Расчеты ζ_{Σ} соответствуют последнему проектному варианту.

Форма очертания сопла была выбрана по уравнению Витошинского с радиусами r_0 и r_1 , равными 1,6 и 3 м соответственно. Для испытания моделей крыльев, самолетов и т.п. в обычных аэродинамических трубах рекомендуется длина рабочей части 1,5—2 диаметров выходного сечения. Мы намеренно уменьшили эту длину до 1 диаметра, поскольку нам представлялось нецелесообразным

иметь общую высоту установки более 25 м. В связи с этим приходилось бороться за каждый лишний метр. Недостаток длины этого элемента ВТ можно компенсировать использованием диффузора с малым углом раскрытия $\alpha = 8^\circ$ для полетов парашютистов, чем можно существенно увеличить размеры рабочей части. Влияние длины диффузора H , расположенного за рабочей частью установки, на суммарный коэффициент сопротивления представлено на рис. 8. Можно было бы остановить свой выбор на диффузоре длиной 20 м, но общая высота установки достигнет 40 м при максимальном диаметре конструкции 8 м. Потери при этом не будут сильно отличаться от потерь трубы с диффузором $H = 7$ м, но высота сооружения будет выше 12-этажного здания. Вообще с увеличением длины диффузоров потери мощности будут снижаться, поэтому можно будет выбрать электродвигатель меньшей мощности, а следовательно, и меньшей стоимости. С другой стороны, каждый погонный метр трубы требует новых вложений, тем больших, чем выше будет установка. Это обусловлено требованиями прочности, поскольку с увеличением высоты сооружения будут возрастать и ветровые нагрузки. Возможно, где-то здесь есть некоторый оптимум, но мы ограничились высотой первого диффузора $H = 7$ м. За этим диффузором располагается силовая установка и второй диффузор, превращающий кинетическую энергию потока в энергию давления, что приводит к снижению потерь мощности в целом. Было рассмотрено два варианта формы выходного диффузора, представленных на рис. 9 и 10. Для варианта, представленного на рис. 9, электродвигатель размещается внутри обтекателя, имеющего форму хорошо обтекаемого тела и расположенного внутри выходного диффузора, для варианта, изображенного на рис. 10 — в верхней части осередиально-кольцевого диффузора.

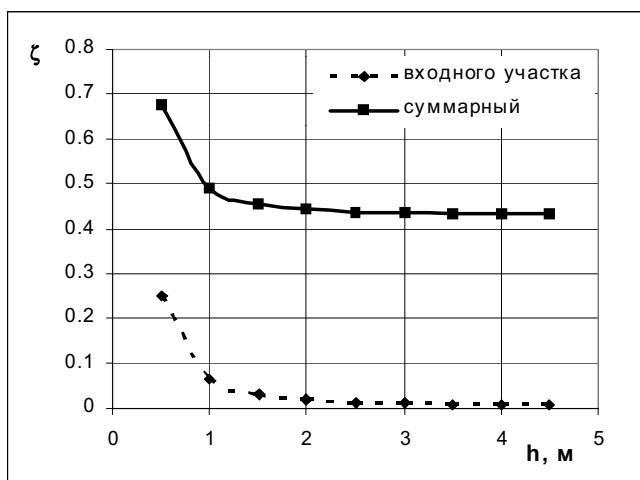


Рис. 7. Сопротивление входного участка

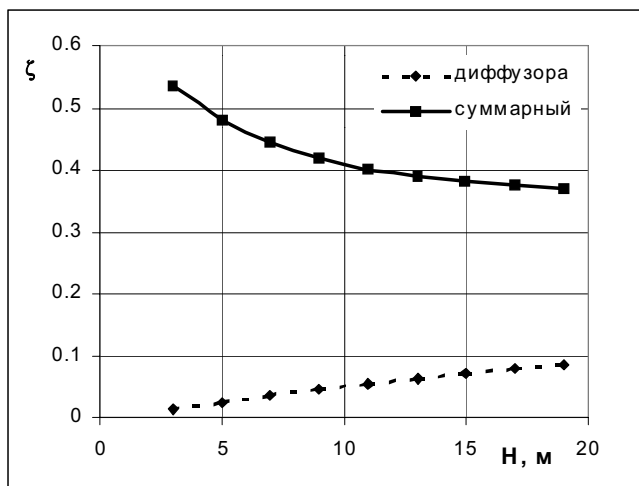


Рис. 8. Сопротивление диффузора



Рис. 9. Проект с коническим диффузором

Увеличение высоты выходного конического диффузора приводит также к уменьшению суммарного коэффициента сопротивления, как это имеет место для диффузора, расположенного за рабочей частью ВТ, зависимость ζ от H аналогична приведенной на рис. 8.

С ростом угла раскрытия конического диффузора или с ростом длины L [2] внутренней части осерадиально-кольцевого диффузора (D_0 — наружный диаметр входа в диффузор) собственный коэффициент сопротивления диффузора возрастает, но при этом уменьшается скоростной напор в потоке, выходящем в атмосферу. Поэтому на кривой ζ_{Σ} имеется характерный экстремум для обоих типов выходных диффузоров. На рис. 11 минимум заметен при угле раскрытия $\alpha \approx 16^\circ$, а на рис. 12



Рис. 10. Проект с осерадиально-кольцевым диффузором

аналогичный минимум имеет место при $L/D_0 \approx 1,05$.

Графики, приведенные на последних двух рисунках, построены для разных выходных диффузоров при прочих равных условиях. По этим графикам можно сделать заключение о том, что в целом более низким сопротивлением ζ_{Σ} обладает установка с коническим выходным диффузором.

Несмотря на внешнюю простоту, применяемый подход позволяет оперативно решить задачу по выбору формы отдельных элементов и оптимизации контура проектируемой установки. Однако с его помощью нельзя, например, определить влияние формы обтекателя электродвигателя на величину коэффициента суммарного сопротивления

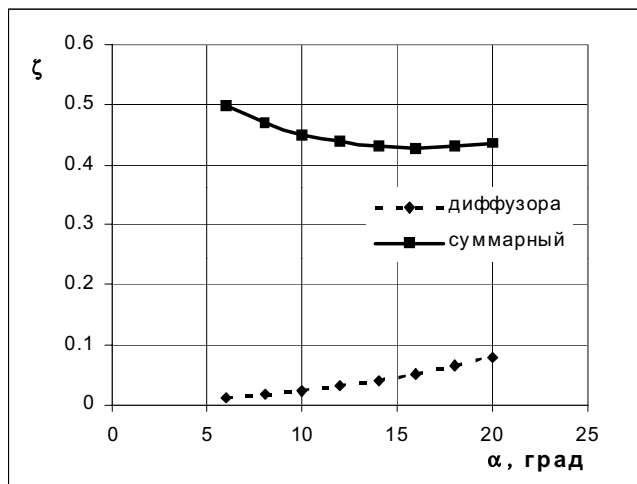


Рис. 11. Конический второй диффузор

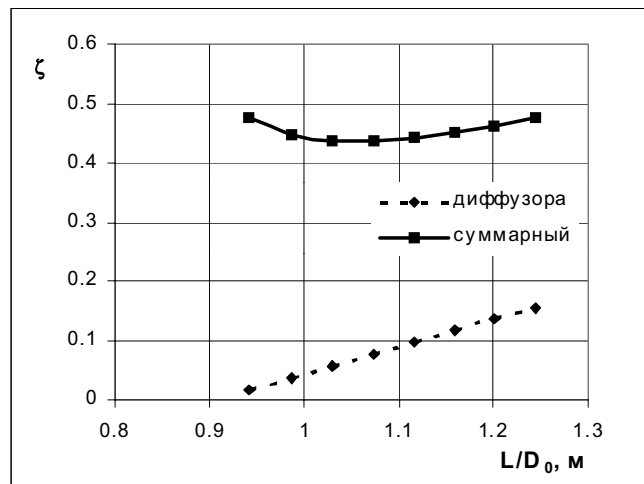


Рис. 12. Осерадиально-кольцевой второй диффузор

контура в случае конического диффузора. Также методика оценки сопротивления в случае осерадиально-кольцевого диффузора основывается на экспериментальных данных, полученных для относительного внутреннего диаметра при входе в диффузор, равного $\bar{d}_0 = 0,688$ [2], а у проектируемой установки $\bar{d}_0 = 0,35$. Чтобы более точно учесть особенности конструкции элементов проточной части трубы и убедиться в безотрывности потока в диффузорах, где градиент давления по потоку положителен, для нескольких вариантов проточной части установки, отличающихся выходными диффузорами, был выполнен поверочный расчет. Это позволило также убедиться в равномерности потока в рабочей части и определить распределение давления вдоль контура установки. Расчет основывался на численном решении осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье—Стокса с моделью турбулентности Спалларта—Аллмареса [3]. Поскольку скорости потока в контуре установки не превышали значений числа Маха, равного 0,3, использовалась модель вязкой несжимаемой и нетеплопроводной среды. Разностная схема, аппроксимирующая систему дифференциальных уравнений, строилась на основе метода контрольного объема и полунейного алгоритма для связывающих давление уравнений SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) [4].

Из-за наличия естественных ограничений по объему оперативной памяти расчетная модель не содержала таких элементов, как хонейкомб, страховые сетки и перекрытия потока в рабочей части парашютистами. Силовая установка моделировалась только корпусом обтекателя, что, конечно,

не позволяло учесть эффект закрутки потока за вентилятором. Но даже такая упрощенная модель позволила оценить характер течения в сопле и обнаружить места возникновения зон возвратного течения, оценить равномерность поля скоростей в рабочей части установки и следующего за ней диффузора. В частности, на рис. 13 и 14 заметно полное отсутствие отрывных зон в первом диффузоре и возможное наличие таких зон при выходе потока из второго диффузора у обоих сравниваемых вариантов.

Угол раскрытия второго конического диффузора $\alpha = 11^\circ$. Это значение было выбрано как компромисс между рекомендациями, приведенными в [1], где говорится о применяемых углах, обычно не превышающих 10° , и применяемыми при испытании осевых вентиляторов диффузорами с углами раскрытия $\alpha = 11 \div 20^\circ$. Результаты, приведенные на рис. 11, говорят об оптимальной величине угла раскрытия $\alpha = 16^\circ$, но по картине поля скоростей (рис. 13) видно, что и при угле раскрытия $\alpha = 11^\circ$ существует небольшая зона застоя потока при выходе из второго диффузора. Поэтому та часть диффузора, где сформировалась зона заторможенного потока, фактически является его нерабочей зоной. Можно было бы уменьшить угол раскрытия, но есть надежда на то, что наличие даже небольшой закрутки потока за вентилятором в силу действия центробежных сил приведет к уменьшению размеров зон застоя вплоть до их полного отсутствия. Отношение L/D_0 у модели осерадиально-кольцевого диффузора в расчетах было выбрано равным 1,1.

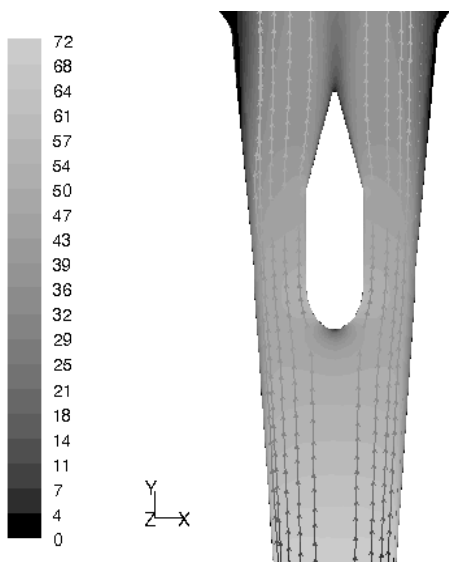


Рис. 13. Распределение скорости в коническом диффузоре

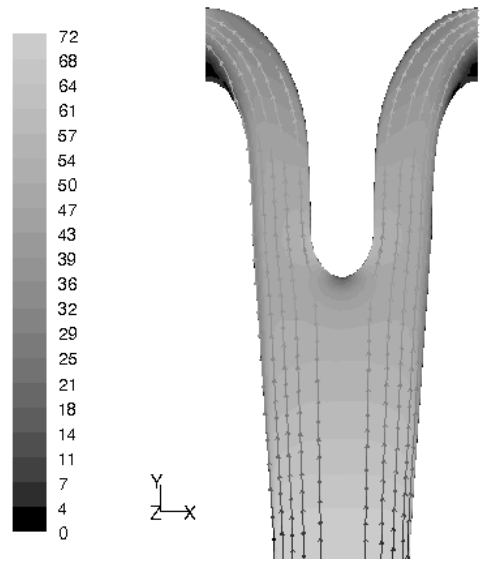


Рис. 14. Распределение скорости в осерадиально-кольцевом диффузоре

Распределение давления вдоль контура трубы приведено на рис. 15 и 16. Оно может быть использовано в расчетах конструкции ВТ на прочность. На всех рисунках сверху поля параметров нанесена картина линий тока.

В расчетах использовалась неструктурированная сетка, состоящая в среднем из 800000 тетраэдральных ячеек, сгущенных вблизи стенок трубы и около поверхности обтекателя двигателя.

Результаты по коэффициенту сопротивления контура трубы без некоторых перечисленных ранее элементов приведены в таблице. В ней дано сравнение коэффициентов ζ_{Σ} , полученных на основе численного решения и приближенного инженерного полуэмпирического метода.

Тип диффузора		ζ_{Σ} , численное решение уравнений Навье-Стокса	ζ_{Σ} , инженерный метод
Конический	$\varphi = 20^\circ$	0.256358	0.253205
	$\varphi = 30^\circ$	0.245312	
	$\varphi = 40^\circ$	0.254059	
Осерадиально-кольцевой		0.333819	0.251618

φ — угол сужения стекателя диффузора

Из таблицы видно, что в случае конического диффузора получено весьма удовлетворительное согласие между двумя подходами. Расхождение же в коэффициенте сопротивления для осерадиально-кольцевого диффузора объясняется, скорее всего, различием в величине \bar{d}_0 , о котором мы уже говорили ранее. Здесь стоит заметить, что коэффициент гидравлического сопротивления вентиляторных установок типа шахтных, энергетических систем обычно имеет значения $\zeta_{\Sigma} = 0,25 \div 0,35$ [7], что неплохо согласуется с нашими результатами для пустого контура установки. Также хорошо известно, что коэффициент гидравлического сопротивления хорошей незамкнутой трубы равен 0,4, у нас для варианта с коническим диффузором по инженерной методике получилось $\zeta_{\Sigma} = 0,44$.

В заключение остановимся на сравнении двух вариантов выходного диффузора. Схема установки с коническим диффузором имеет большую строительную высоту, но меньший почти на 0,1, по данным поверочного расчета, коэффициент гидравлического сопротивления. Схема с осерадиально-кольцевым диффузором имеет немногим больший коэффициент сопротивления, зато не требует специального укрытия верхней части трубы в нерабочее время.

Выбор или проектирование вентилятора для ВТ

После определения суммарного коэффициента сопротивления сети при заданном значении скоростного напора в рабочей части трубы определяют требуемый напор вентилятора и полное давление вентилятора $p_v = H$, а затем и требуемую мощность электродвигателя в первом приближении при характерном КПД вентилятора $\eta = 0,7$. В нашем случае в расчете на двух парашютистов эти параметры получились равными $p_v = 1307$ Па и $N_{\text{потр}} = 1052$ кВт.

Стоит заметить, что вентилятор является весьма сложным механическим устройством с множе-

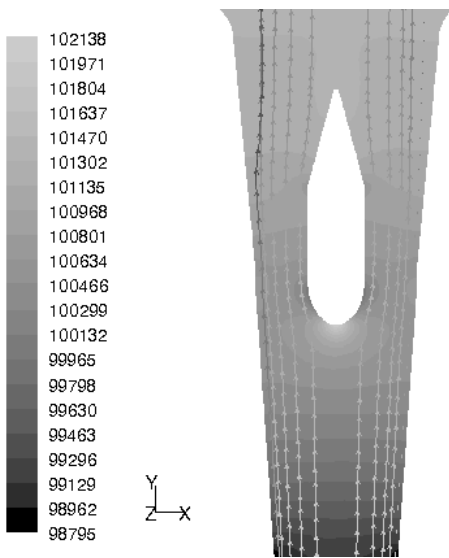


Рис. 15. Распределение давления в коническом диффузоре

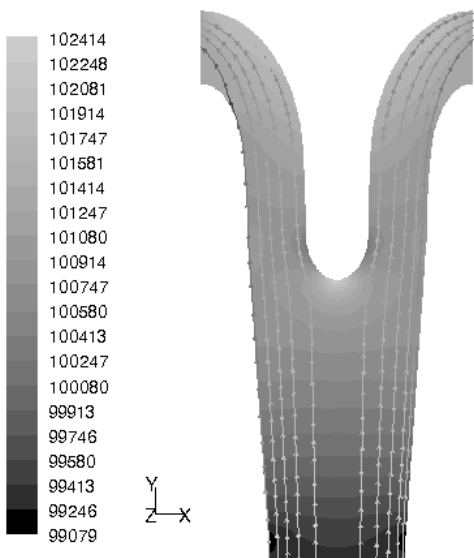


Рис. 16. Распределение давления в осерадиально-кольцевом диффузоре

ством геометрических параметров, определяющих его внешний облик. На его работу оказывают влияние, помимо сил давления и трения, инерционные силы. А нам нужен не просто вентилятор, а вентилятор с высоким значением КПД. Значение КПД 0,7 берется в первом приближении не просто так. И если нам бы пришлось проектировать это устройство с нуля, то ушли бы многие годы даже в том случае, если бы мы располагали достаточно мощными вычислительными средствами и развитой экспериментальной базой. Задача в нашем случае упрощена наличием обобщенных результатов обширных исследований ЦАГИ многообразных аэродинамических схем осевых вентиляторов [5]. В частности, в цитируемом источнике приведены полные аэродинамические характеристики более 100 моделей осевых вентиляторов и их модификаций, располагая которыми, можно подобрать наиболее подходящий применительно к нашему случаю вентилятор. Такой выбор мы будем производить по безразмерным типовым характеристикам габаритности D_y и быстроходности n_y .

Заданными параметрами у нас являются полное давление вентилятора p_v , объемный расход Q , диаметр вентилятора D и место его расположения в сети. Эти параметры позволяют однозначно опре-

делить габаритность вентилятора $D_y = \frac{p_v^{1/4}}{Q^{1/2}} D$. Пре-

дельная скорость вращения вентилятора ограничивается величиной окружной скорости на концах лопастей, которая согласно рекомендациям, приведенным в [1], не должна превышать 180–200 м/с. Приведенное в [5] ограничение по числу Маха $M < 0,5$ дает несколько меньшее значение для окружной скорости. Накладываемые ограничения позволяют в первом приближении определить пара-

метр быстроходности вентилятора $n_y = \frac{Q^{1/2}}{p_v^{3/4}} n$. Эти

два параметра с помощью сводной таблицы одноступенчатых вентиляторов обычных схем дают нам марки наиболее подходящих вентиляторов. В нашем случае к таким вентиляторам можно отнести вентилятор ОВ-121, выполненный по схеме К и вентиляторы ОВ-23, ОВ-23М, ОВ-109, выполненные по схеме К+СА. Далее, используя типовые диаграммы характеристик выбранных вентиляторов, приведенные на разное количество лопастей рабочего колеса и спрямляющего аппарата, с помощью стандартной процедуры выбора вентилятора при заданной габаритности выбираем приемлемые рабочие точки, а именно: рассчитываем параболу

$\psi = 10,1 D_y^4 \varphi^2$, наносим ее на характеристику вентилятора $\psi = \psi(\varphi)$ и определяем требуемую частоту вращения, а затем и все остальные необходимые величины. Здесь $\psi = 2 p_v / \rho u^2$ и $\varphi = Q / \rho u$ — безразмерные величины, называемые коэффициентом давления вентилятора и коэффициентом производительности соответственно; u — окружная скорость вентилятора, определяемая по его диаметру и частоте вращения. Рабочие точки выбираем в том месте, где КПД вентилятора больше 0,85, поскольку все характеристики были построены для вентиляторов, расположенных в сети таким образом, что их КПД было близко к максимальному значению. То есть в цилиндрической проточной части за сужающимся входным коллектором. В нашей установке вентилятор будет расположен после диффузора, как и во всех аэродинамических трубах, что приведет к снижению максимального значения КПД примерно на 15% [6].

Основываясь только на этой процедуре, в принципе невозможно осуществить выбор вентилятора, поскольку его работа не согласована с характеристиками электродвигателя. Изменяя скорость в рабочей части трубы, для всех выбранных вентиляторов мы можем определить зависимости только потребляемой мощности от частоты вращения вала двигателя

$$N_{\text{потр}} = N_{\text{потр}}(n), \text{ где } n \text{ — частота, об/мин.}$$

Все вентиляторы, характеристики которых приведены в [5], были рассчитаны по единому методу, основы которого изложены в [7]. Мы также воспользовались результатами для схемы К+СА при выборе предельных расчетных параметров, и на основе метода из [7] спроектировали свой вентилятор для заданных в проекте условий. Его максимальное значение КПД оказалось несколько выше, чем у перечисленных выше вентиляторов ЦАГИ, а диаметр втулки получился меньше настолько, что в нем стало невозможным расположение любого из существующих в настоящее время электродвигателей. В процессе выполнения этой работы был создан комплекс вспомогательного прикладного программного обеспечения.

Выбор электродвигателя и согласование его работы с вентилятором

Согласовать работу двигателя с вентилятором можно с помощью анализа кривых потребляемых и располагаемых мощностей. Потребные мощности мы уже определили. Мощности располагаемые зависят от характеристик выбранного электродвигателя. В нашем случае диаметр лопастей вентилятора

достаточно большой, что в совокупности с ограничением, накладываемым на величины окружной скорости (не более 170 м/с), ограничивает и частоту вращения вала электродвигателя. Мы также старались избежать использования редуктора, поскольку эти устройства, рассчитанные на высокий номинальный крутящий момент, по цене сопоставимы с самим двигателем. По всем этим параметрам с небольшим запасом подходит, например, электродвигатель фирмы SIEMENS 1LA4560-8CM04 номинальной мощности 1250 кВт исполнения 1M V1 — вертикальное расположение валом вниз. Это низковольтный асинхронный двигатель, обладающий высоким крутящим моментом, предназначенный для работы с преобразователем частоты, который позволяет плавно регулировать частоту вращения вала двигателя в диапазоне 200—1400 об/мин. Зависимость крутящего момента двигателя от частоты вращения и кривые потребных и располагаемых мощностей приведены на рис. 17 и 18. В комментариях на рис. 18 указан тип вентилятора, число лопастей и угол их установки, например 6_30 — 6 лопастей, угол установки 30°.

Из графиков, приведенных на рис. 18, видно, что такие вентиляторы, как ОВ-109 и ОВ-23, обеспечивают потребный расход уже на малых частотах вращения вентилятора. Метки, нанесенные (последовательно снизу вверх) на потребных кривых вентиляторов соответствуют скоростям потока в рабочей части трубы 40, 50, 60 и 70 м/с. Поэтому для нашей установки наилучшим из сравниваемых моделей является вентилятор ОВ-121 в конфигурации с четырьмя лопастями. Он допускает наиболее широкий диапазон углов установки лопастей, наибольшую скорость потока в рабочей части, проходит по ограничениям на максимальную скорость вращения и имеет достаточно широкий диаметр

штуки. Последний размер позволяет установить в обтекатель за вентилятором выбранный электродвигатель.

Особенности конструктивного исполнения

В результате выполненных исследований мы определились со следующим вариантом установки: конический диффузор, вентилятор ОВ-121. Но осталось еще несколько нюансов. Установки, представленные на рис. 3 и 4, имеют ферменно-балочную конструкцию с одной обшивкой. Такой вариант конструктивного исполнения может иметь высокий уровень механического шума, возникающего от вибрации вентилятора и электродвигателя. В соответствии с санитарными нормами уровень шума около зданий в дневное время не должен превышать 55 дБ, а ночью (с 23 до 7 ч утра) — 45 дБ. Поэтому мы выбрали вариант конструкции с двумя обшивками и шумопоглощающим заполнением. А в случае конического выходного диффузора аэродинамический шум, возникающий от вихрей, сбегających с лопастей колеса и образующих воздушные волны, будет уноситься потоком вверх.

Электродвигатель SIEMENS 1LA4560-8CM04 изготавливается по спецзаказу, а потому имеет очень высокую стоимость. Исходя из этого был также рассмотрен вариант замены одной силовой установки высокой мощности четырьмя с двигателями стандартной серии типа N-compact Standardline 1LA8 с преобразователем частоты SINAMICS G150. Выбор четырех двигателей по 315 кВт увеличит суммарную располагаемую мощность силовой установки до 1260 кВт и приведет к

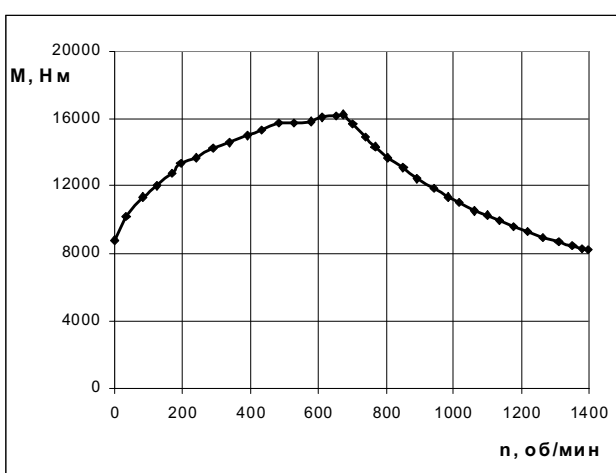


Рис. 17. Номинальный крутящий момент

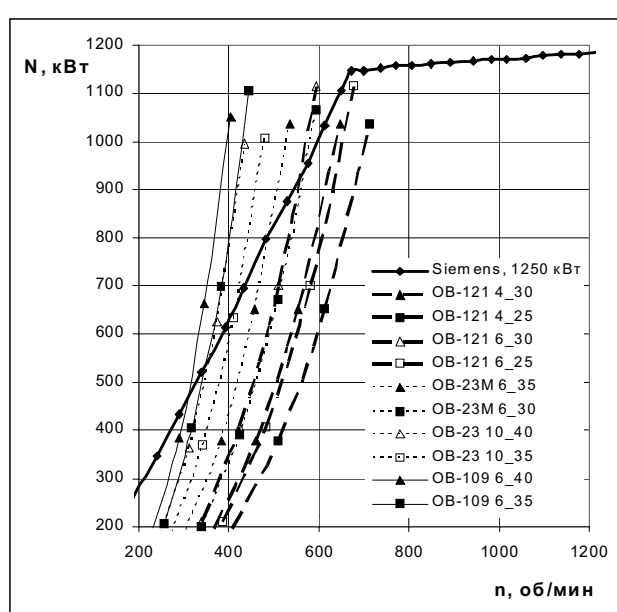


Рис. 18. Диаграмма потребных и располагаемых мощностей

перекомпоновке верхней части контура трубы. Удельная величина p_v при неизменных проточных площадях и углах раскрытия диффузора верхней части останется без изменения, объемный расход равномерно распределится между контурами четырех силовых установок, диаметр винта которых уменьшится в два раза. При этом параметры D_y и n_y остаются неизменными, а потребная частота вращения вентилятора n возрастет ровно в два раза. Поэтому выбор вентилятора по-прежнему должен производиться среди уже рассмотренных нами марок, только приоритет переходит к более высоконапорным вентиляторам, т.е. таким, которые при наименьшей частоте вращения обеспечивают заданное полное давление, например ОВ-109 или ОВ-23. Кривые потребных мощностей на диаграмме рис. 18 смещаются вправо. Согласование работы вентиля-

тора с двигателем — это задача на отыскание двигателя наименьшей массы и габаритов, обеспечивающего потребную мощность при наименьшей частоте вращения. Последнее особенно важно для снижения общего уровня шума вентилятора. Таким образом, с учетом применения четырех электродвигателей стандартной серии общая схема проекта вертикальной аэродинамической трубы ВТ-1 МАИ приведена на рис. 19 и 20.

Выводы

Не все проблемы пока решены в этом проекте. В настоящий момент производятся необходимые расчеты конструкции на прочность с учетом ветровой нагрузки, разрабатывается проект подключения, формируется поэтапный бизнес-план. Но, поскольку работа ориентирована на создание завершеного технического сооружения, то проект вертикальной аэродинамической трубы ВТ-1 МАИ может рассматриваться как перспективная инвестиционная разработка. Установки такого типа с успехом могут применяться для обучения навыкам парашютного спорта будущих космонавтов, курсантов учебных заведений МЧС, слушателей военных академий, студентов авиационных специальностей при прохождении ими летных практик, начинающих спортсменов, а также любителей.

Библиографический список

1. Горлин С.М., Слезингер И.И. Аэромеханические измерения. Методы и приборы. — М.: Наука, 1964.
2. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М.: Машиностроение, 1992.
3. Wilcox D.C. Turbulence Modeling for CFD. DCW Industries, Inc. 1994.
4. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. — М.: Энергоатомиздат, 1984.
5. Брусиловский И.В. Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов, ЦАГИ. — М.: Недра, 1978.
6. Брусиловский И.В. Аэродинамика осевых вентиляторов. — М.: Машиностроение, 1984.
7. Брусиловский И.В. Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. — М.: Машиностроение, 1986.

Московский авиационный институт
Статья поступила в редакцию 15.05.09

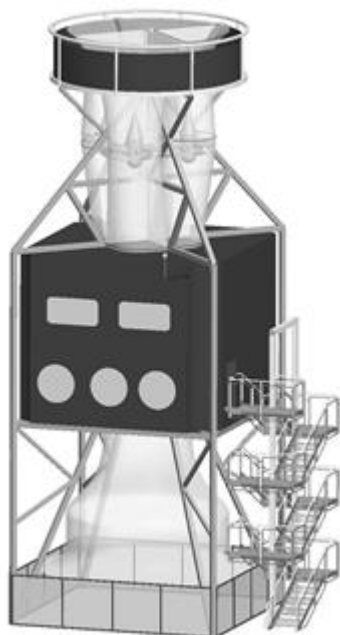


Рис. 19. Проект вертикальной аэродинамической трубы ВТ-1 МАИ

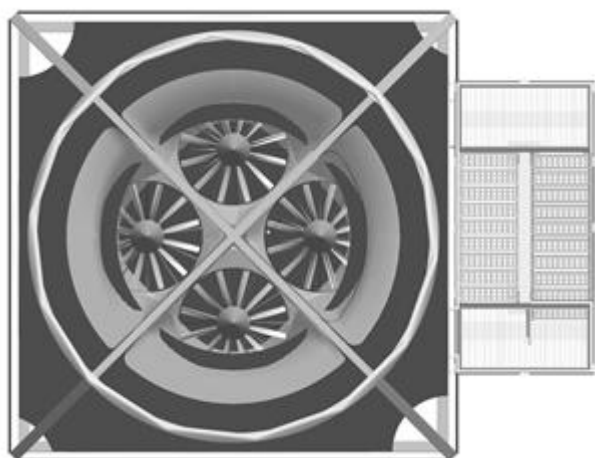


Рис. 20. ВТ-1 МАИ, вид сверху