

М В О

ХАРЬКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ

533
Т-48

ВВЕДЕНИЕ

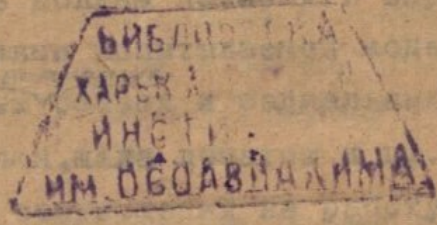
Кафедра

Аэро-гидродинамики

Я.Е.ТКАЧЕНКО

ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕЙ ЧАСТИ
АЭРО-ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ ТРУБЫ И СПОСОБЫ
ИЗМЕРЕНИЙ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА МОДЕЛЬ.

1/10/48
№ 9



Х а р ь к о в

- 1948 -

ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕЙ ЧАСТИ АЭРОГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ ТРУБЫ И СПОСОБЫ ИЗМЕРЕНИЯ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА МОДЕЛЬ.

В В Е Д Е Н И Е

При испытании моделей турбомашин/ступени осевой турбины или осевого компрессора/желательно получить полную универсальную характеристику испытываемой модели, т.е. зависимость КПД и давлений от расхода для ряда чисел оборотов. Анализ универсальной характеристики модели позволит судить о совершенстве принятого типа ступени и о возможности её применения в проектируемой многоступенчатой машине.

Экспериментальное изучение ступени турбомашин не должно ограничиваться снятием универсальной характеристики. Необходимо предусматривать возможность исследования отдельных факторов, влияющих на коэффициент полезного действия и степень сжатия или расширения.

Всесторонние испытания должны дать конструктору ясное представление о процессах, протекающих в проточной части ступени, о характере потока, т.е. о действительном распределении скоростей и давлений.

Рабочая часть должна позволять варьирование геометрическими соотношениями испытываемой модели. Допускать испытания при различных ^{величинах} осевых и радиальных зазорах, относительного диаметра втулки, шага лопаток и др. Это позволит выяснить влияние отдельных соотношений на работу ступени в целом.

Настоящая статья представляет собою один из разделов работы, проведенной автором в лаборатории Проблем АНУССР по заданию одного из машиностроительных заводов, и представляет собою материал, необходимый для проектирования скоростных труб.

усилие „Т“ с помощью пяты /4/ передаются на систему месдоз /5/. Месдозы воспринимая осевое усилие Т при помощи авто-синов и автоматических рейтерных коромысел, определяют его величину. Крутящий момент М почти полностью передается через муфту /6/, валу /9/, жестко соединенному с косозубчатой шестерней /10/, Осевое усилие, возникающее на косом зубе и пропорциональное крутящему моменту М, воспринимается через пяту /7/ системой месдоз /8/. Вспомогательные приборы, определяющие величину осевого усилия, воспринимаемого месдозами /8/, при надлежащей градуировке будут показывать величину крутящего момента на валу /7/. Вполне естественно, что измеряемый таким путем крутящий момент будет отличаться от момента на венце рабочего колеса, на величину суммы моментов трения на участке от рабочего колеса /1/ до шестерни /10/. Следовательно, для получения точной величины крутящего момента вспомогательные приборы, показывающие численное значение М, должны быть соответствующим образом оттарированы. Потери в подшипниках, вентиляционные потери, потери в косозубчатой передаче и в уплотнениях на выходе вала из рабочей части трубы на участке от шестерни /10/ до мотора не оказывают влияния на точность измерения крутящего момента месдозами /8/. Таким образом выбранная схема замера крутящих моментов и осевых усилий обеспечивает достаточную для эксперимента точность. С другой стороны, выбранная схема весьма удобна в конструктивном отношении, так как позволяет разместить ^{все} агрегаты вдоль вала, внутри обтекателя. При правильно принятой конструкции обтекателя будет полностью исключена возможность искажения потока, как впереди, так и позади испытываемой модели. Выбранная схема удобна для применения в трубе с пониженным давлением, но потребует уплотнения вращающегося вала, соединенного с мотором. Поле скоростей, давлений и температур впереди и позади модели /в плоскости I и в плоскости II/ может измеряться обычным способом путем введения в поток специальных насадков соединенных с манометрами и термометрами. С этой целью в наружной стенке корпуса рабочей части предусматриваются специальные отверстия с шаровыми шарнирами. Измерение распределения давлений на лопатках направляющих аппаратов не представляет конструктивных затруднений. Поверхность лопаток дренируется и дренажные отверстия соединяются с системой манометров. По показаниям манометров определяется давление на лопатках.

Измерение распределения давления на лопатках рабочего колеса осуществляется при помощи специально сконцентрированного передатчика давлений /15/, обеспечивающего одновременную передачу давления от системы дренажных трубок, вращающейся вместе с колесом, к системе трубок, соединенных с манометрами, расположенными вне рабочей части трубы.

Варьирование основных геометрических соотношений в ступени осуществляется путем смены рабочих колес и направляющих аппаратов. Каждый вид модели может иметь произвольное конструктивное оформление. Изменение длин лопаток модели может производиться за счет уменьшения внешнего диаметра колеса при сохранении диаметра втулки. При этом в проточной части по её внешнему диаметру устанавливаются специальные обтекатели, уменьшающие диаметр рабочей части. Такой путь уменьшения относительной длины лопаток удобен с экономической точки зрения, так как позволяет изменить модель простым обтачиванием концов лопаток на токарном или карусельном станках. Однако, при этом следует иметь в виду, что углы установки концевых сечений для лопаток различной относительной длины будут отличаться друг от друга.

Другой путь изменения относительной длины лопаток с сохранением условий обтекания концов, требует изготовления ряда моделей и установки дополнительного обтекателя на внутреннем диаметре проточной части. Безусловно, второй способ более кропотлив и требует значительно больших затрат, однако его следует считать более рациональным, так как ^{только} в этом случае, можно обеспечить сохранение условий обтекания концов лопаток, а, следовательно, в результате испытаний получить материалы, позволяющие проводить сравнение.

Считая, что при полных испытаниях модели следует изменять относительную длину лопаток только за счет изменения диаметра диска колеса в сторону его увеличения, выбираем диаметр обтекателя вокруг механизмов втулки из условия минимальных относительных диаметров втулки:

$$\sqrt{V} = \frac{d}{D}$$

где d - диаметр диска колеса /втулки/

D - диаметр колеса по внешним концам лопаток.

Минимальные относительные диаметры ступени компрессора обычно не понижаются, ниже значений $\sqrt{V} = 0,5$. Точно также и для

последних ступеней турбины можно принять за минимальное значение относительного диаметра втулки $\sqrt{V} = 0,5$.

Принимая диаметр проточной части трубы $D = 1$ мт, получим диаметр обтекающей $d = \sqrt{V}D = 0,5$ мт. Отсюда вытекает необходимое конструктивное требование разместить все месдозы и шестеренчатый механизм в габаритах, не выходящих за пределы цилиндрической поверхности диаметра $d = 500$ мм.

Таким образом предлагаемая схема позволяет производить испытания ступеней как турбины, так и компрессора, что обеспечивается, с одной стороны, установкой мотора постоянного тока, могущего служить механическим приводом для ступени компрессора и генератором для ступени турбины и, с другой стороны, установкой месдоз для восприятия осевых усилий разного знака.

Изменение радиальных зазоров при неизменном диаметре проточной части $/D = 1$ м/ осуществляется подрезкой концов лопаток рабочего колеса. Изменение осевых зазоров между рабочими и направляющими лопатками осуществляется осевыми перемещениями направляющих аппаратов.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Мощность испытываемой модели определяется принятой мощностью мотора и не должна превосходить 500 кв. Число оборотов модели должно определяться из условия достижения желательной величины числа Маха, на концах рабочих лопаток.

$$M = \frac{W_{\infty}}{a}$$

где W_{∞} - относительная скорость невозмущенного потока

a - скорость звука

В свою очередь /рис.2/

$$W_{\infty}^2 = C_m^2 + (\tau u)^2 = u^2(\varphi^2 + \tau^2)$$

где φ - коэффициент расхода

τ - степень реакции

u - окружная скорость концов лопаток,

C_m - скорость осевого потока,

и, так как

$$u = \frac{\pi D n}{60};$$

$$M = \frac{1}{a} \left(\frac{\pi D n}{60} \right) \sqrt{\varphi^2 + \tau^2};$$

откуда искомое число оборотов определяется:

$$n = \frac{60(aM)}{\pi D \sqrt{\varphi^2 + \tau^2}}$$

Скорость звука "а" определяется температурой в ступени, которая с достаточной степенью точности может быть принята:

$$T = 273 + 20 = 293^\circ\text{K}, \text{ тогда}$$

$$a \approx 20,1 \sqrt{T} \approx 20,1 \sqrt{293} = 344 \text{ м/сек.}$$

Диаметр модельного колеса задач диаметром поперечного сечения проточной части трубы, так что $D = 1 \text{ м}$.

Коэффициент расхода может быть принят $\varphi = 0,5$, как для компрессора, так и для турбины.

Степень реакции τ может меняться в компрессорных колесах от 1 до 0,5 на концах лопаток и в турбинных от 1 до 0 у корня лопаток. Предполагая относительный диаметр втулки не превышающим $\sqrt{v} = 0,9$, получим для турбинного колеса изменение степени реакции на концах лопаток в интервале от $\tau = 1$ до $\tau \approx 0,25$.

Число Маха на концах лопаток рабочих колес компрессора /отнесенное к невозмущенной скорости относительного потока/ можно принять не превосходящим $M = 0,7 \div 0,8$. Тогда для модели колеса компрессора числа оборотов равны: при степени реакции $\tau = 1$, а именно:

$$n = \frac{60 \cdot 344 \cdot 0,7}{1,1 \pi \sqrt{0,5^2 + 1^2}} = 3740 \text{ об/мин}$$

при степени реакции $\tau = 0,5$

$$n = \frac{60 \cdot 344 \cdot 0,7}{\pi \sqrt{0,5^2 + 0,5^2}} = 6400 \text{ об/мин}$$

Число Маха на концах лопаток рабочих колес турбины /отнесенное к невозмущенной скорости относительного потока/ можно принять не превосходящим $M = 0,7$.

При этом следует иметь ввиду, что турбинные лопатки, работая в области высоких температур, а следовательно в потоке с большой скоростью распространения звука, обычно работают при несколько меньших числах Маха, чем лопатка первых ступеней компрессора.

Тогда для модели колеса турбины числа оборотов равны:

При $\tau = 1$ и $\tau = 0,5$ числам оборотов колес компрессора с соответствующей степенью реакции т.е. 3740 и 6400 об/мин.

При $\tau = 0$ у корня или $\tau = 0,25$ на конце лопаток, т.е. для активных колес газовой турбины максимальное число Маха, определенное по средней скорости невозмущенного потока не следует принимать выше $M = 0,5$; тогда

$$n = \frac{60 \cdot 344 \cdot 0,5}{1,1 \sqrt{0,5^2 + 0,25^2}} = 6500 \text{ об/мин}$$

Выбирая за расчетные величины при заданной мощности 500 кв числа оборотов 4500 и 7000 об/мин, мы обеспечим необходимые числа Маха при полной мощности модели. Работа выполненной модели на пониженном числе оборотов связана с уменьшением крутящего момента пропорционально изменению квадрата отношения чисел оборотов, и, следовательно, выбор прочных размеров всех механизмов рабочей части следует проводить для мощности 500 кв при 4500 об/мин. Расчет подшипников и проверка валов на критические числа оборотов должны быть проведены для $n = 7000$ об/мин.

В случае необходимости проведения специальных испытаний моделей с целью исследования влияния высоких чисел Маха на обтекание концов лопаток рабочего колеса, следует не превосходя максимальных чисел оборотов, испытывать модели колес с измененной степенью реакции τ и коэффициентом расхода φ .

Не трудно проверить, что обтекание конца лопатки при $\tau = 0,5$ и при $\varphi = 0,5$ совершенно подобно обтеканию конца лопатки рабочего колеса при $\tau = 1$ и $\varphi = 1$. Тогда в случае необходимости испытания колеса компрессора с 50% реакцией на концах рабочих лопаток при заданном максимальном числе оборотов $n = 7000$ об/мин. Можно получить число Маха, определяемое формулой

$$M = \frac{\pi D n}{60} \frac{\sqrt{\varphi^2 + \tau^2}}{a}$$

и при $\varphi = \tau$

$$M = \frac{\pi D n \cdot 1,41 \varphi}{60 \cdot a} = \frac{1,41 \cdot 7000}{60 \cdot 344} \varphi = 1,5$$

при $\varphi = \tau = 0,5$	$M = 0,75$
$= 0,6$	$= 0,9$
$= 0,7$	$= 1,05$
$= 0,8$	$= 1,2$
$= 0,9$	$= 1,35$
$= 1$	$= 1,5$

Таким образом увеличивая коэффициент расхода до $\psi = 1$ и придавая соответствующую отрицательную крутку на выходе в колесо, можно испытывать решетку концевых профилей лопаток, соответствующую 50% реакции, при числах Маха до 1,5, что вполне достаточно для изучения всех вопросов связанных с высокими скоростями обтекания лопаток.

При 100% реакции и числе оборотов $n = 7000$ об/мин число Маха на концах лопаток, будет:

$$M = \frac{\pi D n}{60} \frac{\sqrt{\psi^2 + \tau^2}}{a} = \frac{\pi \cdot 1 \cdot 700}{60} \frac{\sqrt{0,5^2 + 1}}{344} = 1,2$$

Это вполне достаточно для исследования влияния числа Маха на характеристику колеса с 100% реакцией рабочих лопаток.

Таким образом выбранное максимальное число оборотов $n = 7000$ об/мин позволяет полностью изучать вопросы влияния высоких скоростей на обтекание концевых сечений лопаток, а следовательно и на характеристики рабочих колес при высоких числах Маха. Минимальное число оборотов $n = 4500$ об/мин при заданной мощности $N = 500$ кв/ также будет достаточным и позволит исследовать ступени с 100% реакцией рабочих лопаток при нормальных для турбомашин числах Маха

$$M = \frac{\pi D n}{60} \sqrt{\psi^2 + \tau^2} = \frac{\pi \cdot 1 \cdot 4500}{60 \cdot 344} \sqrt{0,5^2 + 1} = 0,77$$

Установив мощность $N = 500$ кв $\frac{\pi D^3}{4} = 650$ л.с./ и соответствующие ей максимальные $n_{max} = 7000$ об/мин/ и минимальные $n_{min} = 4500$ об/мин/ числа оборотов находим максимальный и минимальный крутящие моменты.

$$M_{max} = 71620 \frac{N}{n_{min}} = 71620 \frac{680}{4500} = 10800 \text{ кг.см.}$$

$$M_{min} = 71620 \frac{N}{n_{max}} = 71620 \frac{680}{7000} = 7000 \text{ кг.см.}$$

Для расчета на прочность механизмов рабочей части трубы необходимо определить величину вероятных осевых усилий, действующих на испытываемую модель.

Осевое усилие действующее на модель, складывается из усилия, действующего на лопатки, и усилия, действующего на диск рабочего колеса и вызванное разностью давлений на обеих её сторонах. В первом приближении можно считать, что осевое усилие

"Т" равно произведению разности давлений по обеим сторонам колеса $(P_2 - P_1)$ на площадь поперечного сечения проточной части $\frac{\pi D^2}{4}$

т.е.

$$T = (P_2 - P_1) \frac{\pi D^2}{4}$$

Здесь подлежит определению величина $(P_2 - P_1)$

Вспользуемся известным соотношением $\tau H = \frac{P_2 - P_1}{\gamma_{cp}}$;

где: τ - степень реакции рабочего колеса,

H - напор развиваемый колесом,

γ_{cp} - средний удельный вес газа в ступени

Так как

$$N' = M\omega = \gamma_{cp} Q H;$$

где: N' - мощность на валу модели в кг.м/сек,

M - крутящий момент в кг.м,

ω - угловая скорость вращения колеса

$$\omega = \frac{\pi n}{30};$$

Q - секундный об"емный расход газа, равный площади ометаемой лопатками $\frac{\pi D^2}{4} (1 - \sqrt{v^2})$, умноженной на скорость осевого потока C_m , т.е.

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} (1 - \sqrt{v^2}) C_m;$$

то осевое усилие:

$$\begin{aligned} T &= \gamma_{cp} \tau H \frac{\pi D^2}{4} = \gamma_{cp} \tau \frac{M\omega}{\gamma_{cp} Q} \frac{\pi D^2}{4} = \\ &= \gamma_{cp} \tau \frac{M \frac{\pi n}{30}}{\gamma_{cp} C_m \frac{\pi D^2}{4} (1 - \sqrt{v^2})} \frac{\pi D^2}{4}; \end{aligned}$$

или после сокращений:

$$T = \frac{\tau M}{C_m (1 - \sqrt{v^2})} \frac{\pi n}{30} = 2 \frac{M}{D} \frac{\tau}{\varphi (1 - \sqrt{v^2})};$$

Тогда осевое усилие, возникающее при испытании модели колеса с 100% реакцией рабочих лопаток, при мощности 500 кв, числе оборотов 4500 об/мин /крутящий момент $M=70$ кг.м/ максимальном относительном диаметре втулки $\sqrt{v} = 0,9$, равно

$$T = \frac{2 \cdot 1 \cdot 70}{1 \cdot 0,5 (1 - 0,9^2)} = \frac{2 \cdot 70}{0,5 \cdot 0,19} = 1470 \text{ кгр.}$$

Осевое усилие возникающее при испытании колеса с 50% степенью реакции при $\mathcal{N} = 500$ кв., $n = 7000$ об/мин /крутящий момент $M=108$ кг.м./ и $\checkmark = 0,9$, равно:

$$T_2 = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 108}{1,05 / 1 - 0,9^2} = 1140 \text{ кг.}$$

Осевое усилие при испытании колес, эквивалентных колесам с 50% реакцией на концах рабочих лопаток, на повышенных числах Маха /при отрицательном закручивании потока на входе в рабочее колесо/ и при условии $\varphi = \tau$ определяется соотношением:

$$T_3 = \frac{2M}{D(1-\checkmark^2)} = 1140 \text{ кл.}$$

т.е. не превышает осевого усилия при нормальной схеме колеса с 50% реакцией рабочих лопаток.

Наконец осевое усилие при испытании колес с 100% реакцией на повышенных числах оборотов / $n = 7000$ об/мин/ равно:

$$T_4 = \frac{2 \cdot 1 \cdot 108}{1,0,5 / 1 - 0,9^2} = 2300 \text{ кг.}$$

Однако здесь следует отметить, что специальные испытания колес на высокие числа Маха нерационально производить при столь больших втулочных отношениях, так как обычно в машинах высокие числа Маха получаются на первых ступенях компрессора / $\checkmark < 0,7$ / или на последних ступенях турбины / $\checkmark < 0,7$ / в этом случае, соответственно:

$$T_1 = \frac{2 \cdot 7 \cdot 70}{1,0,5 / 1 - 0,7^2} = 550 \text{ кг.}$$

$$T_2 = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 108}{1,0,5 / 1 - 0,7^2} = 425 \text{ кг.}$$

$$T_3 = \frac{2 \cdot 108}{1,0 / 1 - 0,7^2} = 425 \text{ кг.}$$

$$T_4 = \frac{2 \cdot 1 \cdot 108}{1,0,5 / 1 - 0,7^2} = 810 \text{ кг.}$$

Таким образом прочные размеры механизмов рабочей части трубы для испытания ступеней турбомашин определяем величиной осевого усилия, не превосходящего 2000 кг.

МОДЕЛЬ СТУПЕНИ ТУРБОМАШИНЫ

В настоящей работе нет смысла рассматривать все возможные варианты испытываемых моделей с точки зрения их конструктивного оформления и определения их прочных размеров так как следует ожидать изменения и совершенствования как конструкции, так и аэродинамических ступеней. Здесь следует точно предусмотреть максимальную возможность изменения форм и геометрических соотношений ступени.

С этой целью необходимо предусмотреть:

1. Возможность установки на свободном конце вала колеса любой конструктивной формы, с числом лопаток не ограничиваемым конструкцией рабочей части трубы.

2. Возможность установки в специальных кольцевых выточках корпуса направляющих аппаратов, также совершенно произвольной конструкции.

3. Возможность испытания рабочих колес с различными радиальными зазорами на концах рабочих лопаток, что при неизменном диаметре проточной части осуществляется обтачиванием испытываемой модели по внешнему диаметру до заданного размера.

4. Возможность испытания ступени с различными осевыми зазорами, что достигается сменой промежуточных колец в специальных расточках под бандажи лопаток направляющих аппаратов.

5. Возможность испытания ступеней с различной длиной лопаток /относительном диаметре втулки/, что достигается сменой диска рабочего колеса, укорачиванием направляющих лопаток и установкой специального дополнительного обтекателя обеспечивающего плавность потока у корней сечений лопаток.

6. Возможность испытания ступеней с произвольными степенями реакции, числом лопаток, формой профилей в широких пределах, изменения числа Маха.

Немногие ограничения накладываемые на каждую проектируемую для испытаний ступень компрессора или турбины заключается в следующем:

1. Мощность ступени /рабочего колеса/ не должна превышать 500 кв. при минимальном числе оборотов = 4500 об/мин/ иными словами крутящий момент на валу не должен быть выше 100+108 кг.м./

2. Максимальное число оборотов не должно превышать 7000 об/мин

Глава II.

ПЕРЕДАТЧИК ДАВЛЕНИЯ НА ПРОФИЛЕ ЛОПАТКИ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ
КОЛЕСА К НЕДВИЖНОМУ МАНОМЕТРУ?

ВЫБОР СХЕМЫ ПЕРЕДАТЧИКА ДАВЛЕНИЙ

Одно из основных требований предъявленных к проектируемому передатчику давлений состояло в необходимости одновременного замера давлений по профилю лопатки в нескольких точках. Это требование не позволило применить уже разработанные конструкции передатчиков давлений, применяемых при одновременном замере давления только в одной точке на лопатке колеса. Число дренажных отверстий ^{для} одного профиля было выбрано равным 22, что обеспечивает получение полной картины распределения скоростей и давлений по профилю, даже в области местного интенсивного разрежения у носка. Учитывая малые размеры самой лопатки испытываемого колеса, и производственные трудности размещения в одном поперечном сечении 22 отверстий и препарировки соответствующего количества трубок дренажа было решено производить замер давлений не на одной лопатке, а на 22-х так, чтобы каждая из лопаток имела только один дренажный канал с подведенной к нему трубкой от передатчика давлений. Так как все лопатки находятся в совершенно равных осередненных /за один оборот модели колеса/ условиях, то отводя к батарейному манометру давления от разных точек профиля на одном радиусе от 22-х лопаток, мы получим осередненную картину распределения давления по профилю лопатки на заданном радиусе /осередненную за один оборот/ благодаря инерции масс воздуха в дренажных трубках в самом манометре/.

В соответствии вышеуказанному мы считаем рациональным осуществление дренажа каждой из лопаток испытываемой модели колеса следующим образом /рис.3/.

Устанавливаем на каждой лопатке расстояние точки замера давлений от носка профиля в % от его хорды и вдоль длины всей лопатки фрезеруем канавку, конец которой /у корня профиля/ соединяем сверлением с отверстием в хвосте лопатки. Затем фрезерованную канавку закрываем тонкой полоской жести, которую следует тщательно припаять и зачистить за подлицо с профилем лопатки. Образовавшийся таким образом канал у поверхности лопатки наглухо

запаиваем у её конца, а у корня соединяем с отверстием дренажной трубки, проходящей через хвостлопатки. Поступив так с 22 лопатками модели и просверлив в жестяной полоске закрывающей канал отверстие на заданной высоте и собрав все колесо с дренажными трубками, мы сможем замерить давления на заданном радиусе по профилю лопасти. Чтобы измерить давления в другом сечении, достаточно запаять ранее сделанные сверления, зачистить заподлицо с поверхностью лопатки и сделать новые сверления, соответствующие новому радиусу принятому для замера давлений.

Таким образом, предстояло сконструировать передатчик давления, позволяющий одновременное, непрерывное соединение 22-х дренажных трубок вращающихся вместе с колесом с 22 трубками батарейного манометра, установленного вне проточной части аэродинамической трубы.

В основу выбранной конструкции положена следующая принципиальная схема, нашедшая себе применение в несколько ином конструктивном исполнении при испытании воздушных авиационных винтов /рис. 3/. Передатчик давления состоит из корпуса /1/ жестко укрепленного с испытываемой моделью. Внутри корпуса вставлены фасонные шайбы, имеющие отверстия /2/ соединенные с дренажными трубками. Модели /4/. Внутри корпуса с шайбами вставлена труба /5/ с набором тонких плоских шайб /7/ установленных между промежуточными телами /6/, имеющими отверстия /8/, соединяющие камеру /9/ с трубкой /10/, идущей к батарейному манометру. Внутренняя труба /5/ неподвижна и фиксируется, внешний корпус /1/ вращается вместе с моделью. В нерабочем состоянии /корпус - 1 и медаль колеса неподвижны/, передатчик давления заполняется маслом, которое располагается в камере /9/ на уровне самой низкой точки по внутреннему диаметру фасонной шайбы /2/. Если теперь модель начинает вращаться, то вместе с ней приходит во вращение и корпус /1/. Масло увлекаемое вращающимися поверхностями приобретает некоторую абсолютную скорость вращения, испытывает действие центробежных сил и образует масляное кольцо изолирующее камеру /9/ от окружающей среды. Таким образом масляное кольцо выполняет роль гидравлического уплотнения обеспечивающего беспрепятственную передачу давления от модели через дренажную

рис. 3. ДР - разность давлений между соседними камерами.

л - толщина уплотняющего масляного кольца.

трубку /4/, камеру /9/ и трубку /10/ к батарейному манометру. Соединяя вместе 22 передаточных камеры мы можем обеспечить одновременную передачу давлений от 22 лопаток модели колеса к батарейному манометру, показываемому распределение давлений на профиле.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАТЧИКА ДАВЛЕНИЙ /рис. 4/

1. Определяем количество масла, заполняющего камеру в состоянии покоя

$$Q \cong \left[\frac{\varphi}{360} \frac{\pi D^2}{4} - \frac{Dd}{4} \sin \frac{\varphi}{2} \right] (b - \delta)$$

2. Толщина масляного слоя, при вращении камер, при отсутствии разности давлений между двумя соседними камерами, определится из соотношения

$$\pi D \frac{D - D'}{2} b + \pi D' S (b - \delta) \cong Q$$

3. При наличии разности давлений, толщина масляного кольца по обе стороны неподвижной шайбы будет различной. При этом разность уровней может быть найдена из условий равновесия вращающегося масляного кольца, так как разность давлений уравновешивается центробежной силой на элемент жидкости *abcd*. Пусть масло вращается с окружной скоростью u_1 .

Центростремительное ускорение будет равно:

$$\frac{u_1^2}{r}$$

и центробежная сила, действующая на единицу веса масла,

$$\frac{u_1^2}{2g}$$

Центробежная сила действующая на элемент масляного кольца *abcd* с площадью свободной поверхности, равной 1 см^2 , равна:

$$\gamma h \left(1 + \frac{u_1^2}{2g} \right)$$

Эта сила уравновешивается разностью давлений на единицу свободной поверхности кольца:

$$\Delta p$$

т.е.

$$\gamma h \frac{u_1^2}{2g} = \Delta p$$

где Δp - разность давлений между соседними камерами,
 h - разность уровней масляного кольца,

U - средняя скорость вращения масла,

r - средний радиус, радиус центра тяжести вытесненного объема масла $abcd$

Среднюю скорость вращения масла, с достаточной точностью можно принять равной половине окружной скорости на диаметр D' . Радиус центра тяжести сечения кольца примем

$$r = \frac{D'}{2}$$

Тогда

$$\frac{U_1^2}{r} = \left(\frac{\pi D' n}{2 \cdot 6} \right)^2 \frac{2}{D} = \left(\frac{\pi n}{60} \right)^2 \frac{1}{2D'}$$

и следовательно разность давлений, которую сможет выдерживать гидравлический затвор, при числе оборотов корпуса передатчика давлений n об/мин, определится равенством

$$\Delta p = \frac{\gamma h}{g} \left(\frac{\pi n}{60} \right)^2 \frac{1}{2D'}$$

и максимальная разность давлений между двумя соседними камерами, которую сможет выдержать масляный затвор будет, при усло-

вии $h = 2S$

т.е.

$$\Delta p_{max} = \frac{\gamma S}{g D'} \left(\frac{\pi n}{60} \right)^2$$

После ряда предварительных расчетов были выбраны основные размеры камер передатчика давлений

$$D = 113 \text{ мм}$$

$$D' = 110 \text{ мм}$$

$$d = 64 \text{ мм}$$

$$b = 7 \text{ мм}$$

$$\delta = 1 \text{ мм}$$

В соответствии с выбранными размерами, объем масла заполняющего каждую камеру в состоянии покоя

$$Q \approx \left[\frac{\varphi}{360} \frac{\pi D^2}{4} - \frac{D d}{4} \sin \frac{\varphi}{2} \right] (b - \delta)$$

где угол φ определяется из очевидного соотношения

ВИИ
ХАРЬКОВ
ИНС
ИМ. ОСИПВИННИМА

$$\frac{D}{2} \cos \frac{\varphi}{2} = \frac{D-d}{2}$$

$$\cos \frac{\varphi}{2} = \frac{D-d}{D} = \frac{113-64}{113} = 0,434$$

$$\frac{\varphi}{2} = 64^{\circ}20'$$

$$\varphi = 128^{\circ}40'$$

$$\sin \frac{\varphi}{2} = \sin 64^{\circ}20' = 0,902$$

Тогда:

$$Q = \left[\frac{128}{360} \frac{\pi}{4} 11,3^2 - \frac{11,3 \cdot 64}{4} \cdot 0,902 \right] (0,7 - 0,1);$$

т.е.

$$Q = 11,7 \text{ см}^3$$

Толщина масляного слоя S при вращении камер, но отсутствие разности давлений между ними, определяется из уравнения

$$\pi D \frac{D-D'}{2} \ell + \pi D' S (\ell - \delta) = Q$$

и равна

$$S = \frac{Q - \pi D \frac{D-D'}{2} \ell}{\pi D' (\ell - \delta)}$$

$$S = \frac{11,7 - \pi \cdot 11,3 \cdot \frac{11,3-11}{2} \cdot 0,7}{\pi \cdot 11 (0,7-0,1)} = 0,386 \text{ см}$$

т.е.

$$S = 3,86 \text{ мм}$$

Максимальная разность давлений, которую сможет выдержать кольцевое масляное уплотнение

$$\Delta p_{\max} = \frac{\gamma \delta^3}{g D'} \left(\frac{\pi n}{60} \right)^2 \frac{\nu}{\text{см}^2}$$

здесь γ - удельный вес масла, принимаем $0,8 \text{ гр/см}^3$

n - число оборотов вала модели, выбираем минимальным,

т.е. 4600 об/мин .

Тогда

$$\Delta p_{\max} = \frac{0,8 \cdot 0,386}{9,81 \cdot 11} \left(\frac{\pi \cdot 4500}{60} \right)^2 = 158 \frac{\nu}{\text{см}^2}$$

$$\Delta p_{\max} = 0,158 \text{ кг/см}^2$$

Определим порядок величины давлений на профиле лопатки движущейся со скоростью $W = 270 \text{ м/сек}$ $M=0,8$ при давлении в

трубе = 0,3 кг/см². Коэффициент под"емной силы профиля примем

$C_y = 0,7$. Тогда среднее давление на ед. площади лопатки

$$\Delta p = C_y \xi \frac{w^2}{2}$$

ξ - плотность воздуха находится из у-ния состояния

$$\xi = \frac{p}{gRT} = \frac{0,3 \cdot 10^4}{9,81 \cdot 273,3 \cdot 10^0} = 0,038$$

тогда

$$\Delta p = 0,7 \cdot 0,038 = \frac{270^2}{2} = 970 \text{ кл/см}^2$$

Предполагая закон распределения давлений по треугольнику, получим

$$\Delta p_{\max} = 0,194 \text{ кл/см}^2$$

$$\Delta p_{\text{ср.}} = 0,097 \text{ кл/см}^2$$

Имея в виду при этом, что примерно 2/3 под"емной силы создается за счет разрежения на спинке профиля и одна треть за счет повышения давления на его брюшке, получим следующую приближенную картину распределения давлений на профиле/рис.6/

Таким образом, предлагаемая конструкция передатчика давлений может вполне надежно обслужить испытания колес моделей компрессора при пониженных числах оборотов /модель с 100% реакцией рабочих лопаток/. При испытании моделей с лопатками 50% реакции, при числе оборотов $n = 7000$ об/мин масляный кольцевой затвор уже сможет выдержать разность давлений порядка

$$\Delta p_{\max} = \frac{0,8 \cdot 0,386}{9,81 \cdot 11} \left(\frac{7000}{60} \right)^2 = 0,383 \frac{\text{кгб.}}{\text{см}^2}$$

В случае если между двумя соседними камерами можно ожидать величину разности давлений большую чем может выдержать масляный затвор, можно рекомендовать точки с столь большой разностью давлений соединять не с двумя соседними камерами, а так, чтобы между двумя камерами оставалась третья, соединенная с какой либо точкой потока имеющей среднее давление.

Конечно выбранные размеры передатчика давлений должны быть проверены экспериментально, так как проведенный расчет не позволяет гарантировать расчетные значения предельной раз-

ности давлений между двумя соседними камерами. Вполне возможно, что в результате экспериментальной проверки потребуется также и изменение конструктивного решения передатчика. Одна ^{ко} принципиальная схема должна быть сохранена, как наиболее рациональная схема передачи давления от вращающейся модели к неподвижному манометру.

При этом следует иметь в виду:

1. Свободная поверхность ртути в коллекторе манометра должна находиться под давлением господствующим внутри трубы.

2. При проектировании батарейного манометра следует предусмотреть возможность соединения всех трубок от камер передатчика давления вместе, чтобы при низких оборотах во время пуска машины, когда центробежные силы не велики, не ~~пробавалось~~ бы масляное уплотнение между камерами. То есть необходимо предусмотреть возможность поддержания равных давлений во всех камерах передатчика во время запуска и разгона модели.

БИБЛИОТЕКА
ХАРЬКОВСКОГО
ИНСТИТУТА
ИМ. ОСИПНА ЛИМА

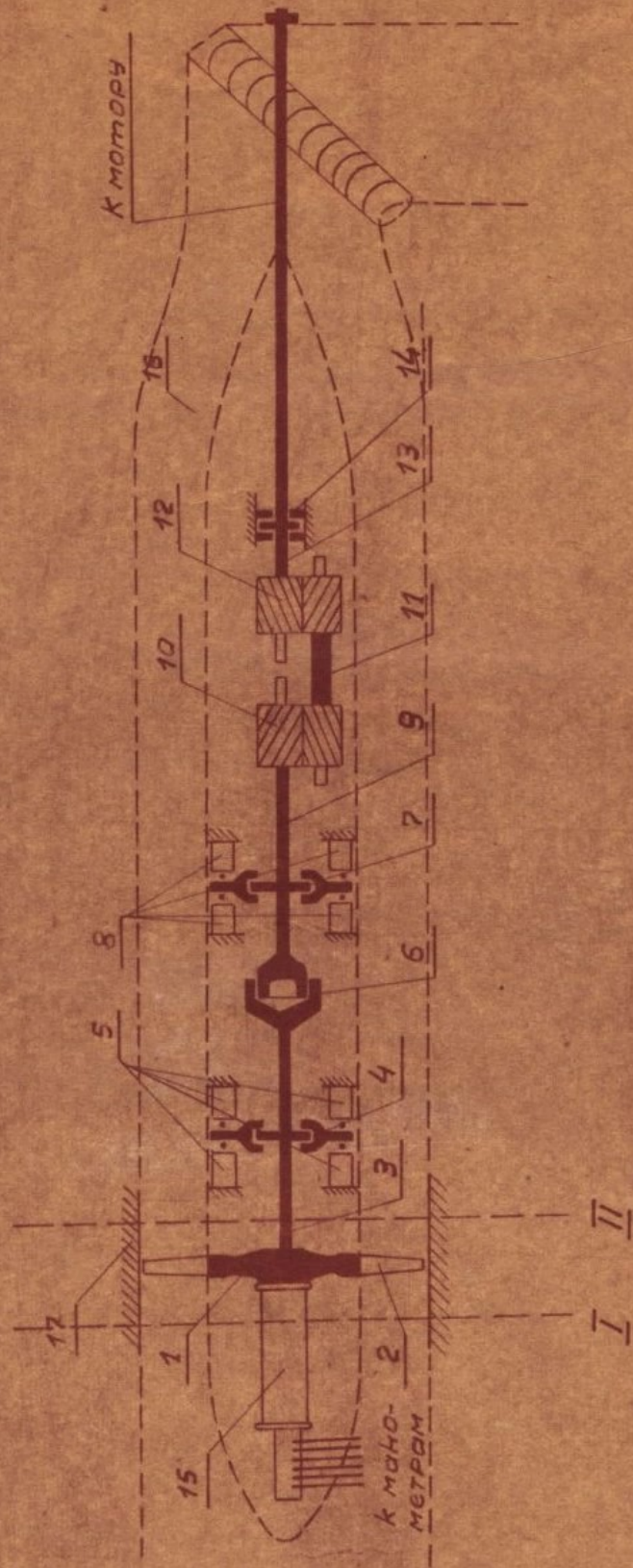
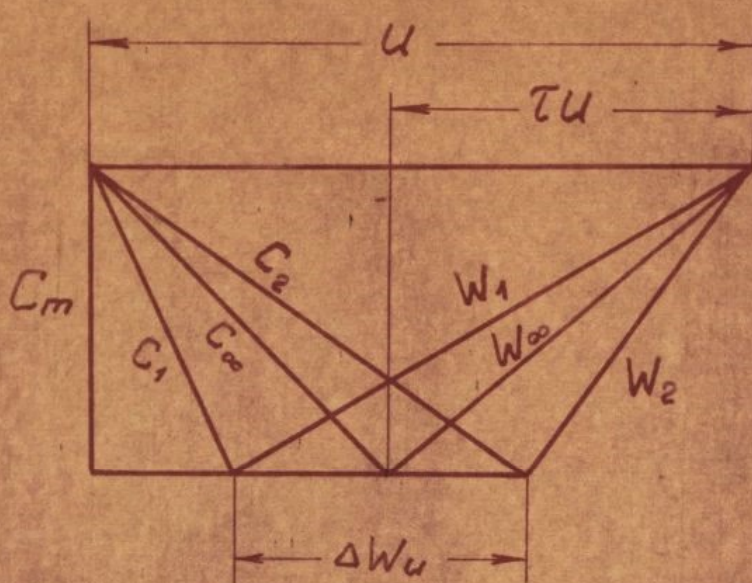


Рис 1. Принципиальная схема рабочей части газодинамической турбины для испытания моделей турбомашин.



Коэффициент расхода
 Степень реакции

$$\varphi = \frac{C_m}{u}$$

$$\tau = \frac{W_{\infty u}}{u}$$

Скорость относительно невозмущенного потока

$$W_{\infty} = \sqrt{C_m^2 + (\tau u)^2} = u \sqrt{\varphi^2 + \tau^2}$$

Число Маха по относительной скорости невозмущенного потока

$$M = \frac{W_{\infty u}}{a}$$

Общая форма треугольников скоростей ступени

Рис. 2

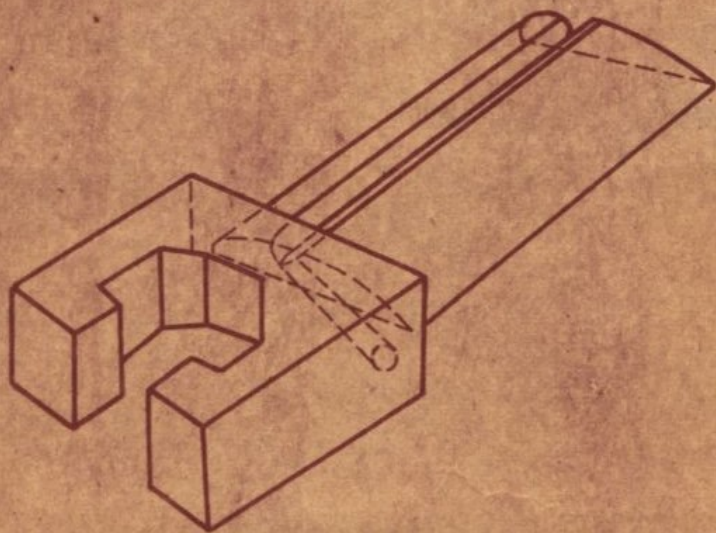
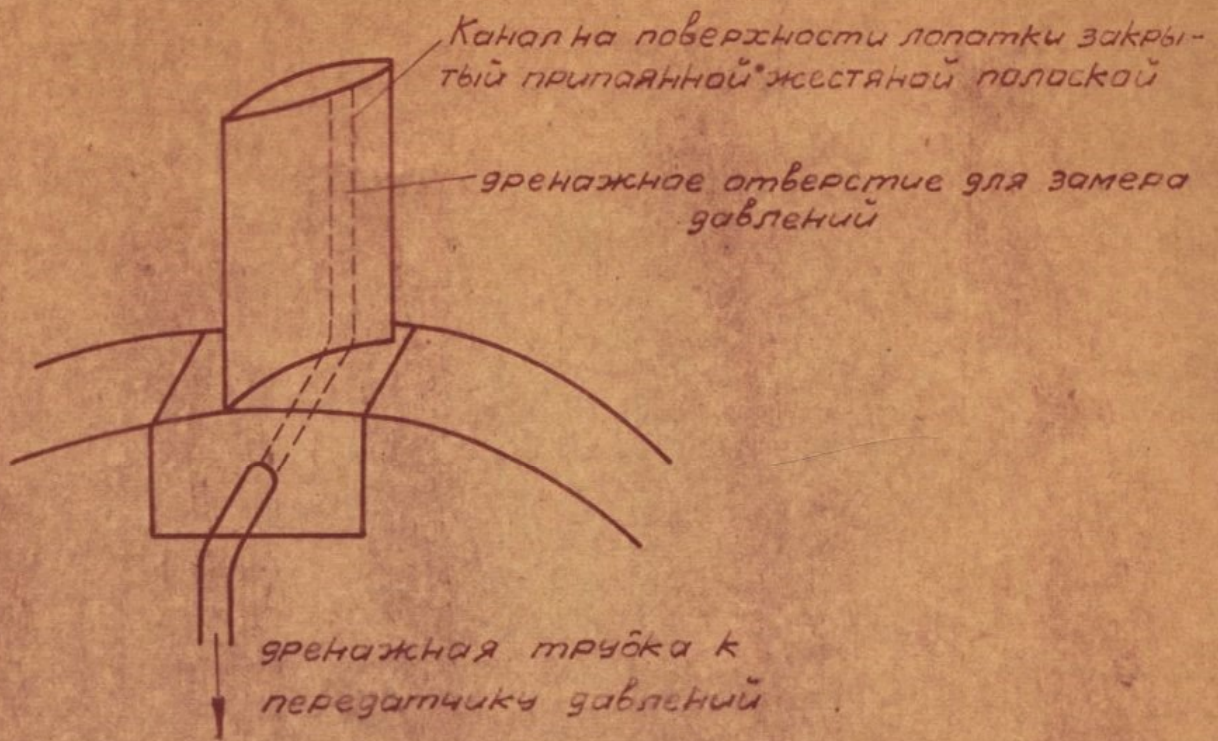


Рис. 3