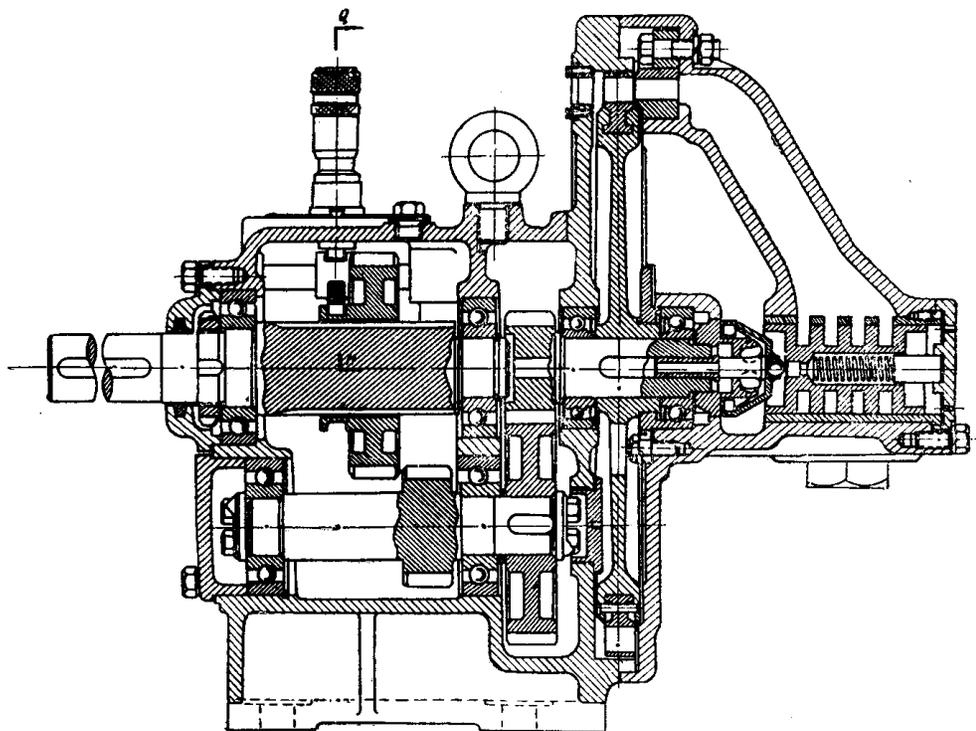


В качестве метода определения искомых потерь был избран метод прокручивания пневмотурбинного двигателя от постороннего источника энергии. В этих целях двигатель ДТР-20, устройство которого ясно из чертежа (фиг. 1), был смонтирован с балансирным электромотором постоянного тока на специальном стенде. Схема стенда представлена на фиг. 2. Основные параметры двигателя ДТР-20 приводятся ниже. Монтажные зазоры между диском и кожухом турбины даются на фиг. 3.



Фиг. 1. Пневмотурбинный двигатель ДТР-20.

Основные параметры пневмотурбинного двигателя ДТР-20.

Тип турбины—одноступенчатая, активная.

Номинальная эффективная мощность $N_e = 20$ л.с.

Номинальное число оборотов турбины $n = 7500$ об/мин.

Рабочее давление воздуха $p = 4$ атм.

Передаточное число редуктора:

при правом вращении приводного вала $i_{\text{прав}} = 5,08$,

при левом вращении приводного вала $i_{\text{лев}} = 4,3$.

Число рабочих сопл турбины $Z_c = 5$

Степень парциальности при $Z_c = 5$ $\varepsilon = 0,227$.

Средний диаметр лопаточного венца $D = 285$ мм.

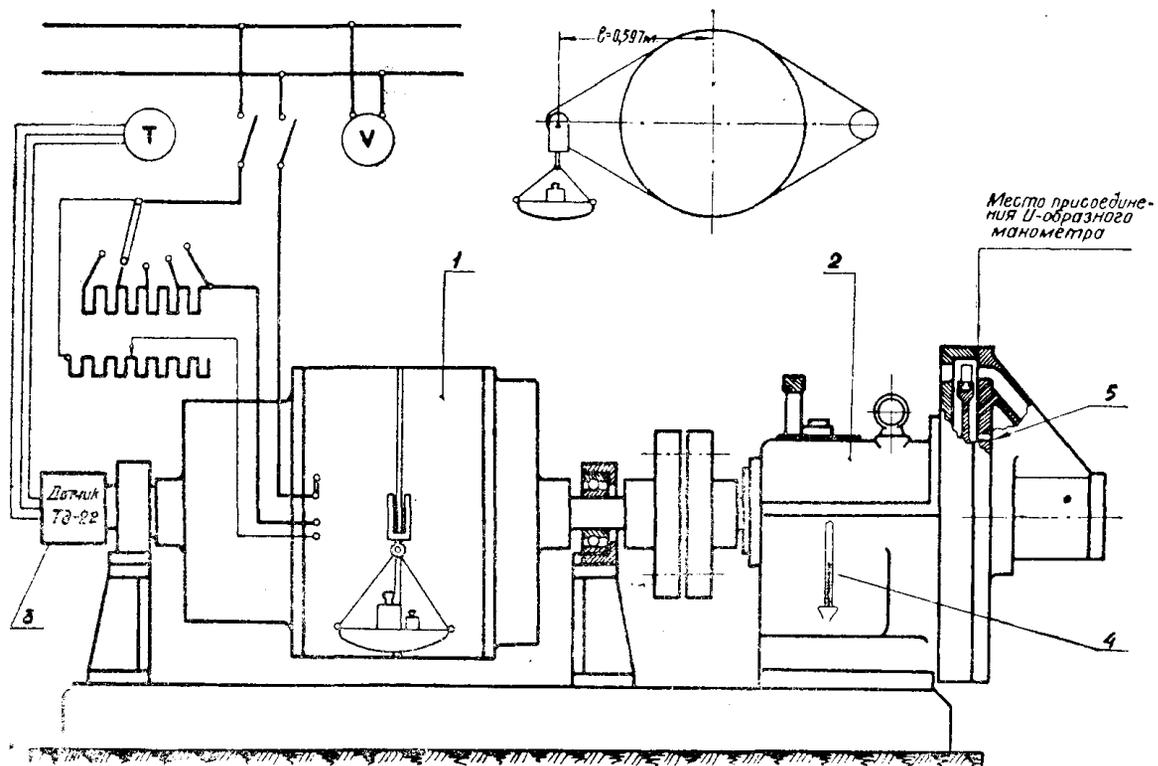
Высота лопаток $L = 13$ мм.

Ширина " $B = 15$ мм.

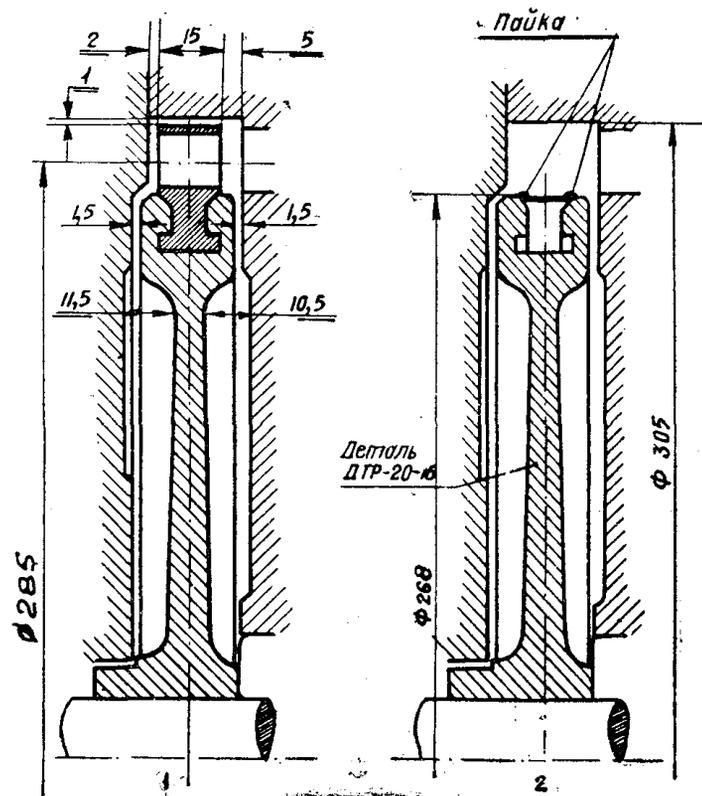
Шаг " $t = 11,2$ мм.

Углы входной и выходной кромок $\beta_{1л} = \beta_2 = 18^\circ$.

Поскольку в поставленной работе преследовалась цель определения потерь трения и вентиляции не только в виде их суммы, но и каждой потери в отдельности, то для возможности их разделения были предусмотрены опыты по прокручиванию двигателя ДТР-20 с необлопаченным диском и совсем без диска. Для этих опытов был заранее приготовлен диск без лопаток (с запаянной проточкой на ободу) и распорная втулка по длине ступицы диска.



Фиг. 2. Принципиальная схема испытательного стенда. 1—балансирный электродвигатель; 2—двигатель ДТР-20; 3—электрический тахометр; 4—термометр для измерения температуры масла; 5—отверстие для сообщения камеры турбины с атмосферой.



Фиг. 3. Схематический разрез камеры турбины. 1—дииск облопачен; 2—дииск без лопаток.

Для измерения давления в камере турбины и для ее сообщения с атмосферой в кожухе турбины были просверлены специальные отверстия в местах, указанных на схеме (фиг. 2).

Для наблюдения за температурой масла в редукторе пневмодвигателя в картер редуктора был вмонтирован ртутный термометр.

Балансирный электродвигатель подключался в сеть постоянного тока по обычной схеме, как это можно видеть на фиг. 2. Наличие двух реостатов, в цепи якоря и в цепи возбуждения, обеспечило возможность изменять число оборотов вала мотора в пределах от 600 до 1750 об/мин, что соответствовало изменению числа оборотов диска турбины в пределах 2580—7520 об/мин при передаточном числе $i_{лев} = 4,3$ и 3050—8900 об/мин при передаточном числе $i_{прав} = 5,08$.

К валу электромотора присоединялся через повышающий редуктор с передаточным числом $i = 2$ датчик электрического тахометра ТЭ-22, указатель которого был вынесен на пульт управления. Наличие стационарно закрепленного тахометра позволило в процессе опытов вести постоянное наблюдение за скоростным режимом установки и в нужное время производить отсчеты числа оборотов.

Предварительные и главные испытания

Чтобы исключить возможные погрешности в измерениях, помимо тарировки и проверки приборов, были проведены пробные испытания, в процессе которых определилась чувствительность балансирного устройства электродвигателя, выяснилось влияние отдельных факторов на результаты измерений и уточнилась методика последующих испытаний.

Чувствительность балансирного устройства оценивалась величиной момента трения в балансирных опорах при работающем двигателе без нагрузки. Момент трения по данным специальных опытов составлял $6 \cdot 10^{-3}$ кг м, а поэтому погрешности в измерениях крутящего момента, который, как это можно будет видеть ниже, изменялся в пределах от 0,135 до 1,2 кгм, находились в пределах от

$$\delta_{max} = \pm \frac{6 \cdot 10^{-3} \cdot 100}{0,135} = \pm 4,5 \%$$

до

$$\delta_{min} = \pm \frac{6 \cdot 10^{-3} \cdot 100}{1,2} = \pm 0,5 \%$$

Сравнительно невысокая точность в измерениях момента на малых нагрузках не могла, однако, оказать решающего влияния на результаты исследования, поскольку опыты с малыми нагрузками производились в большинстве случаев в целях определения второстепенных и мало влияющих на конечный результат величин.

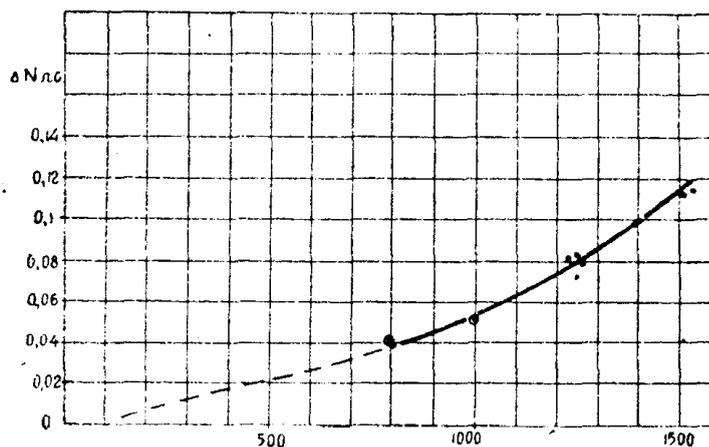
Для учета мощности, расходуемой на привод вентилятора электродвигателя, и мощности трения в передней балансирной подвеске (см. схематический разрез на фиг. 2), была снята характеристика „трения и вентиляции“ электромотора по оборотам (фиг. 4), которая позволила при подсчетах результатов внести соответствующую поправку на измеренную мощность.

Предварительными испытаниями было установлено, что на результаты измерений мощности, расходуемой на прокручивание пневмотурбинного двигателя, существенное влияние оказывает вязкость масла в редукторе. В целях исключения связанных с этим погрешностей все последующие опыты производились при одном и том же сорте масла (автол 6) и при практически неизменных температурах масла.

В процессе предварительных испытаний выяснилось, что изменять направление вращения диска турбины удобнее не реверсированием электромотора, а переключением скользящей шестерни редуктора пневмотурбинного двигателя. Такой способ изменения направления вращения сопровождался изменением передаточного числа (с $i_{прав} = 5,08$ на $i_{лев} = 4,3$) и некоторыми изменениями величины потерь трения на поверхностях зубьев шестерен из-за различной степени их приработки.

Изменение передаточного числа без особого труда учитывалось приведением результатов измерений мощности к валу турбины. Что же касается изменений потерь трения на зубьях шестерен, то эти изменения учитывались при подсчетах за исключением одного случая, о чем будет сказано ниже.

Как известно, вентиляционные потери пропорциональны плотности среды, в которой вращается турбинный диск, а поэтому при проведении основных опытов необходимо было по возможности создать условия в камере турбины,



Фиг. 4. Зависимость потерь трения и вентиляции балансирующего электромотора от числа оборотов приводного вала.

при которых плотность среды оставалась бы постоянной. В этих целях в корпусе турбины было просверлено отверстие диаметром 8 мм (фиг. 2) для сообщения камеры с атмосферой. Для выяснения фактических давлений в камере при наличии отверстия производились измерения давлений с помощью U-образного манометра при вращающемся турбинном диске. Место присоединения манометра отмечено на схеме (фиг. 2). Измерения показали, что перепад давлений в камере (в области венца) и атмосфере при числе оборотов диска $n = 7500$ об/мин не превышает 30 мм вод. ст., а поэтому в последующих опытах плотность воздуха в камере условно принималась равной плотности воздуха окружающей среды.

Основные опыты по определению мощности, расходуемой на прокручивание пневмотурбинного двигателя, проводились в три этапа.

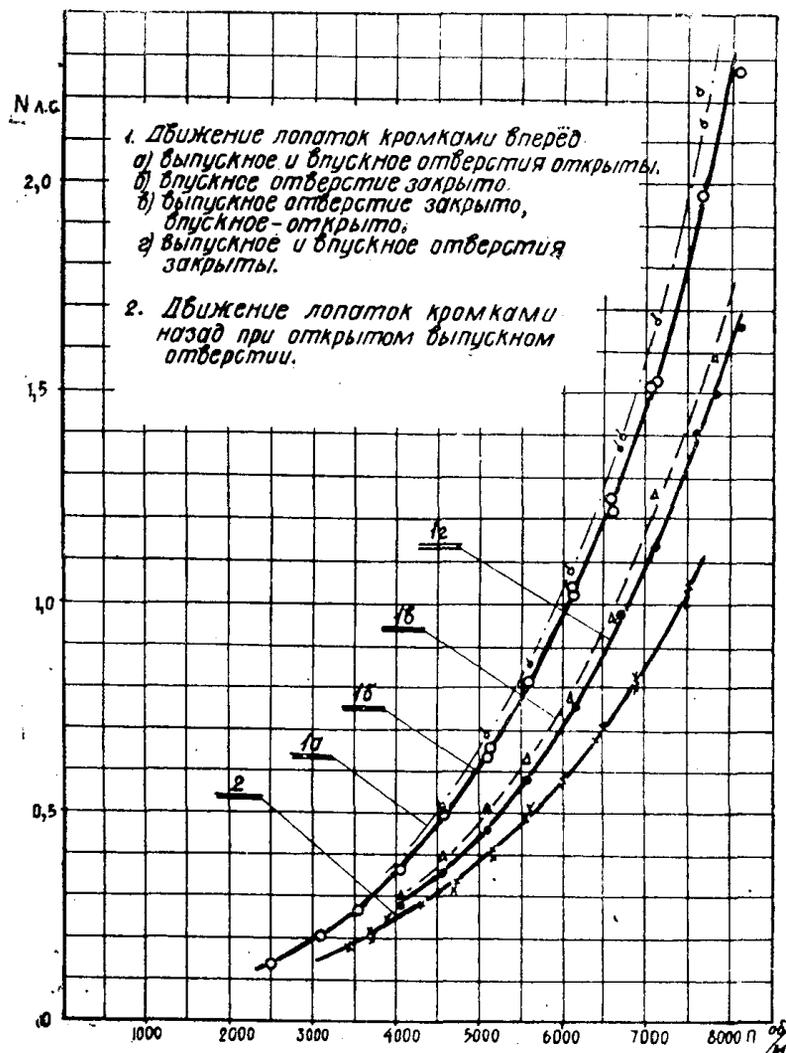
В первом этапе определялась мощность, расходуемая на прокручивание пневмотурбинного двигателя с облопаченным диском. В этом этапе было проведено пять серий опытов при следующих различных условиях:

- 1а. Движение лопаток кромками вперед; впускное и выпускное отверстия турбины открыты.
- 1б. Движение лопаток кромками вперед; впускное отверстие закрыто, выпускное открыто.
- 1в. Движение лопаток кромками вперед; впускное отверстие открыто, выпускное закрыто.

1г. Движение лопаток кромками вперед; впускное и выпускное отверстия закрыты.

2. Движение лопаток кромками назад; впускное отверстие закрыто, выпускное открыто.

Проведение четырех серий опытов при движении лопаток кромками вперед было вызвано тем, что перекрытие упомянутых выше отверстий приводило к снижению мощности, расходуемой на прокручивание двигателя. При нормальном направлении движения лопаток (кромками назад) перекрытие отверстий вызывало настолько малые изменения потребляемой мощности, что они практически укладывались в пределы нечувствительности балансирующего устройства. В связи с этим при движении лопаток кромками назад проводилась только одна серия опытов при открытом выпускном и закрытом впускном отверстиях.

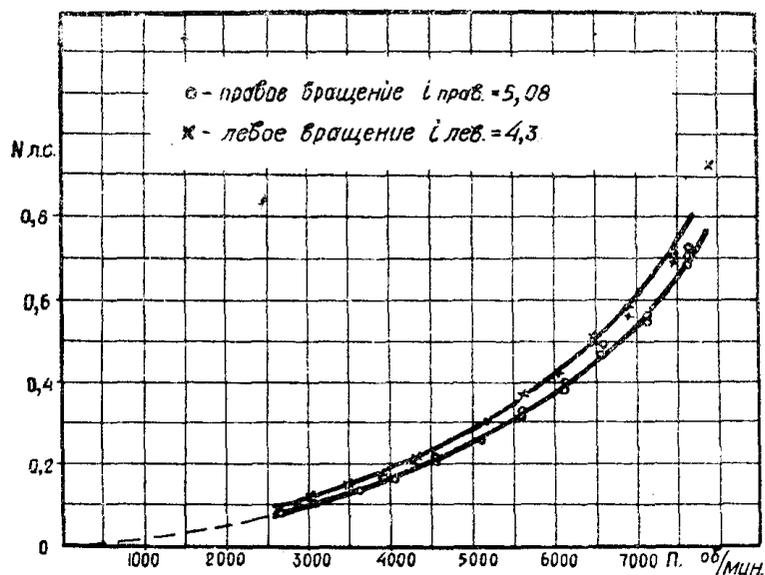


Фиг. 5. Зависимость мощности, расходуемой на прокручивание двигателя ДТР-20 с облапаченным диском от числа оборотов вала турбины.

Во втором этапе опытов определялась мощность, расходуемая на прокрутку пневмотурбинного двигателя с необлапаченным диском. Перекрытие впускного и выпускного отверстий на величину расходуемой мощности никакого влияния не оказывало, а поэтому опыты проводились при открытых отверстиях в двух сериях: при правом и левом вращениях диска. Определенные мощности, расходуемой на прокрутку двигателя с необлапаченным ди-

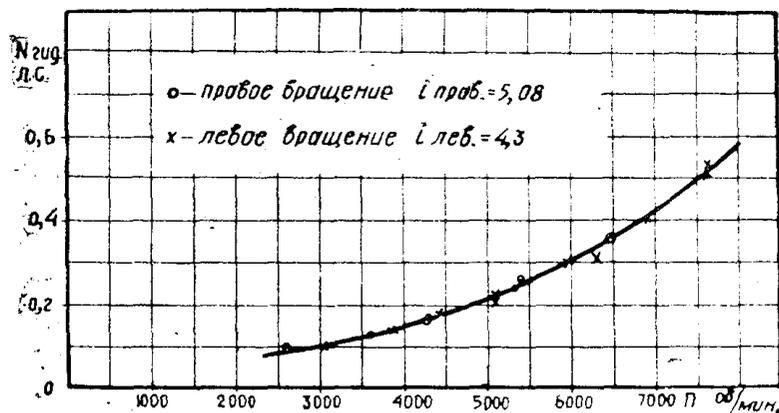
ском при двух направлениях вращения дало возможность при подсчетах вентиляционных потерь исключить ошибку, обусловленную различной степенью приработки поверхностей зубьев шестерен редуктора, о чем уже упоминалось выше.

Опыты третьего этапа имели своей целью определение потерь в редукторе. Опыты проводились в обычном порядке при снятом диске турбины.



Фиг. 6. Зависимость мощности, расходуемой на прокручивание двигателя ДТР-20 с необлопаченным диском от числа оборотов вала турбины.

Поскольку в этом случае на ведомом валу редуктора нагрузка была равна нулю, то мощность, расходуемая на прокручивание, могла рассматриваться как мощность гидравлических потерь, то есть как мощность, расходуемая в основном на трение шестерен редуктора о масло. В процессе прове-



Фиг. 7. Зависимость мощности, расходуемой на прокручивание двигателя ДТР-20 при снятом турбинном диске от числа оборотов вала турбины.

дения последних опытов особое внимание уделялось наблюдениям за постоянством температуры и уровня масла в редукторе с тем, чтобы исключить по возможности влияние этих факторов на величину искомых потерь. Результаты опытов всех перечисленных серий даны в обработанном виде на фиг. 5, 6 и 7.

Вентиляционные потери лопаточного венца

Вентиляционные потери лопаточного венца турбины могут быть найдены как разность мощности, расходуемой на прокручивание пневмотурбинного двигателя с облопаченным диском, и мощности, расходуемой на прокручивание того же двигателя с диском без лопаток

$$N_a = N - N_1 \text{ л. с.}, \quad (1)$$

где N_a — мощность вентиляционных потерь, л. с.,
 N — мощность, расходуемая на прокручивание ДТР-20 с облопаченным диском, л. с.,
 N_1 — мощность, расходуемая на прокручивание ДТР-20 с диском без лопаток, л. с.,

но

$$N = N_a + N_\partial + N_{ред} \text{ л. с.}, \quad (2)$$

где N_∂ — мощность, расходуемая на трение диска, л. с.,
 $N_{ред}$ — мощность, расходуемая на потери в редукторе, л. с.

В свою очередь мощность, расходуемая на потери в редукторе, может быть представлена в виде суммы гидравлических потерь редуктора и потерь трения на нагруженных поверхностях зубьев шестерен:

$$N_{ред} = N_{гид} + N_{тр} \text{ л. с.}, \quad (3)$$

где $N_{гид}$ — гидравлические потери, л. с.,
 $N_{тр}$ — потери трения на поверхности зубьев шестерен, л. с.

Потери трения изменяются пропорционально нагрузке, а поэтому их можно выразить через мощность, передаваемую редуктором. Согласно опытам М. М. Пицхелаури [2], который проводил экспериментальные исследования зубчатой передачи, подобной редуктору двигателя ДТР-20, мощность трения может быть ориентировочно представлена следующей зависимостью:

$$N_{тр} = 0,03 N \text{ л. с.} \quad (4)$$

После подстановки выражений (3) и (4) в уравнение (2) мощность, расходуемая на вращение турбинного двигателя с облопаченным диском, запишется в следующем виде:

$$N = \frac{N_a + N_\partial + N_{гид}}{0,97} \text{ л. с.} \quad (5)$$

Аналогичным способом может быть получено выражение для мощности, расходуемой на прокрутку турбинного двигателя с диском без лопаток

$$N_1 = \frac{N_\partial + N_{гид}}{0,97} \quad (6)$$

Вычитанием из (6) уравнения (5) будет получено окончательное выражение для определения мощности вентиляционных потерь лопаточного венца

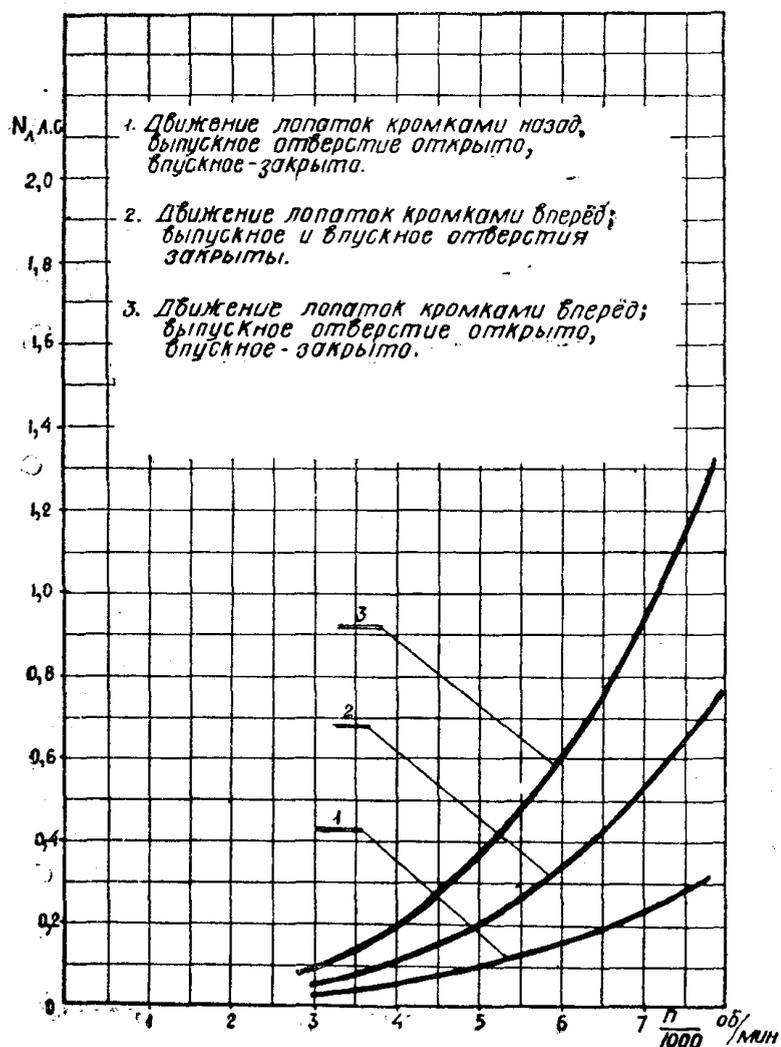
$$N_a = 0,97 (N - N_1). \quad (7)$$

Результаты подсчетов мощности N_a по формуле (7) представлены на фиг. 8 и 9 соответственно в обычных и логарифмических координатах (необходимые для этих подсчетов значения N и N_1 были взяты из графиков (фиг. 5 и 6). Как показывает фиг. 9, вентиляционные потери пропорциональны числу оборотов в степени 2,88—2,92.

Зависимости мощности вентиляционных потерь от числа оборотов, представленные на фиг. 8, можно записать в следующей форме:

$$N_{\lambda} = a \left(\frac{n}{1000} \right)^m, \quad (8)$$

где a — коэффициент пропорциональности;
 n — число оборотов венца, об/мин;
 m — постоянный показатель степени.



Фиг. 8. Зависимость мощности вентиляционных потерь лопаточного венца от числа оборотов.

Определение коэффициента a по способу наименьших квадратов [1] для кривых, представленных на фиг. 8, при среднем значении показателя степени $m = 2,9$ приводит к следующим результатам:

- $a = 0,823 \cdot 10^{-3}$ при движении лопаток кромками назад, при открытом выпускном и закрытом впускном отверстиях;
- $a = 1,78 \cdot 10^{-3}$ при движении лопаток кромками вперед и при закрытых впускном и выпускном отверстиях;
- $a = 3,22 \cdot 10^{-3}$ при движении лопаток кромками вперед и при открытых отверстиях.

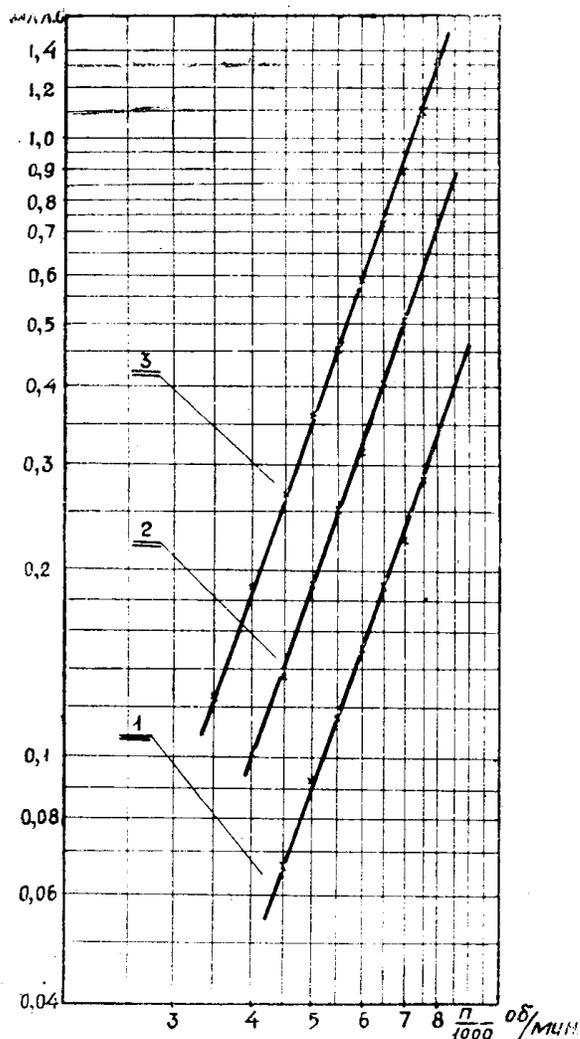
И теперь выражения мощности вентиляционных потерь соответственно запишутся:

$$N_1 = 0,823 \cdot 10^{-3} \left(\frac{n}{1000} \right)^{2,9} \text{ л. с.},$$

$$N_2 = 1,78 \cdot 10^{-3} \left(\frac{n}{1000} \right)^{2,9} \text{ л. с.},$$

$$N_3 = 3,22 \cdot 10^{-3} \left(\frac{n}{1000} \right)^{2,9} \text{ л. с.}$$
(9)

Максимальные относительные ошибки этих уравнений, как показывают подсчеты, соответственно равны 6,5, 2,5, 3,9%, причем эти ошибки встречаются не более одного раза и при числе оборотов диска ниже 5000 об/мин.



Фиг. 9. Зависимость мощности вентиляционных потерь лопаточного венца от числа оборотов в логарифмических координатах.

Подсчеты показывают, что экспериментальным кривым (фиг. 8) с достаточной степенью точности удовлетворяют более удобные кубические уравнения, а именно:

$$N_1 = 0,7 \cdot 10^{-3} \left(\frac{n}{1000} \right)^3 \text{ л. с.}$$
(10)

при движении лопаток кромками назад и при открытом впускном и закрытом впускном отверстиях;

$$N_a = 1,46 \cdot 10^{-3} \left(\frac{n}{1000} \right)^3 \text{ л. с.} \quad (11)$$

при движении лопаток кромками вперед и при закрытом впускном и впускном отверстиях;

$$N_a = 2,7 \cdot 10^{-3} \left(\frac{n}{1000} \right)^3 \text{ л. с.} \quad (12)$$

при движении лопаток кромками вперед и при открытых впускном и впускном отверстиях.

Максимальные относительные ошибки кубических уравнений по отношению к экспериментальным кривым составляют (в отдельных точках) соответственно 7,3, 5,0 и 6,5%. Следовательно, без особых погрешностей, вентиляционные потери можно считать в дальнейшем пропорциональными кубу числа оборотов.

Обычно при подсчетах вентиляционных потерь пользуются уравнениями следующего вида [3]:

$$N_a = KLD^4 \gamma \left(\frac{n}{1000} \right)^3 \text{ л. с.,} \quad (13)$$

где K — опытный коэффициент, зависящий от направления движения венца, степени прикрытия венца, величины радиальных и осевых зазоров между венцом и стенками кожуха, размеров венца и т. д.;

L — высота лопаток, м;

D — средний диаметр венца, м;

γ — удельный вес воздушной (паровой) среды, окружающей венец, кг/м³.

Коэффициент K для проведенных опытов может быть найден из уравнений (10), (11), (12) и (13) после подстановки в уравнение (13) значений

$$D, L \text{ и } \gamma \left(D = 0,285 \text{ м, } L = 0,013 \text{ м, } \gamma = 1,17 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right).$$

Вычисления дают следующие значения коэффициента K :

$K = 7,0$ при движении лопаток кромками назад и при открытом впускном и закрытом впускном отверстиях;

$K = 14,6$ при движении лопаток кромками вперед и закрытых впускном и впускном отверстиях;

$K = 27,0$ при движении лопаток кромками вперед и открытых отверстиях.

Теперь для перечисленных трех случаев вращения венца вентиляционные потери (при степени парциальности $\varepsilon = 0$) турбин типа ДТР-20 могут быть выражены следующими эмпирическими уравнениями:

$$N_a = 7,0 L D^4 \gamma \left(\frac{n}{1000} \right)^3 \text{ л. с.,} \quad (14)$$

$$N_a = 14,6 L D^4 \gamma \left(\frac{n}{1000} \right)^3 \text{ л. с.,} \quad (15)$$

$$N_a = 27,0 L D^4 \gamma \left(\frac{n}{1000} \right)^3 \text{ л. с.} \quad (16)$$

Расчеты вентиляционных потерь, проведенные автором для турбины ДТР-20 по формуле (14) и по известной формуле проф. Стодола¹⁾ [5] показали, что формула Стодола дает величины вентиляционных потерь в 2,5 раза больше, чем формула (14).

Такое расхождение в результатах подсчетов можно объяснить тем, что формула Стодола приводится для неприкрытых колес²⁾, в то время как формула (14) получена из опытов с прикрытым венцом и при малых осевых и радиальных зазорах. В подтверждение такого объяснения можно указать на то, что аналогичные сравнительные расчеты по формуле (14) и по формуле фирмы BBC для прикрытых колес [4] показали хорошее совпадение результатов.

Таким образом, формула (14) может быть применена только для хорошо прикрытого лопаточного венца. Область применения формулы (14) становится еще более ограниченной, если принять во внимание, что коэффициент K не является величиной постоянной и сложным образом зависит от размеров венца.

Сравнение формул (15), (16) с формулой (14) показывает, что вентиляционные потери при движении венца в обратную сторону (кромками лопаток вперед) почти в четыре раза больше по сравнению с потерями при нормальном направлении движения (кромками лопаток назад) и примерно в два раза больше при условии закрытых впускном и выпускном отверстиях.

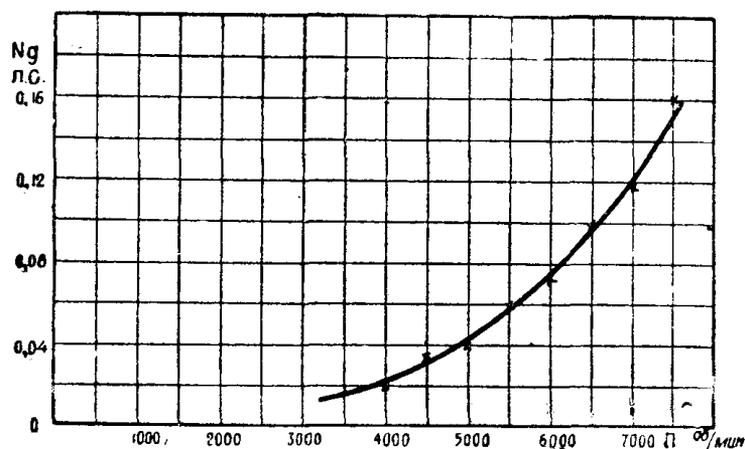
Из сказанного следует, что вентиляционные потери в ступени обратного хода реверсивной турбины могут оказаться весьма значительными, если не будут приняты меры для их уменьшения, например, путем применения устройств для перекрытия впускного и выпускного отверстий.

Потери трения турбинного диска

Мощность трения диска о воздух может быть, очевидно, определена из опытных данных по формуле, которая аналогично (7) запишется в таком виде:

$$N_{\partial} = 0,97 (N_1 - N_{2ид}) \text{ л. с.} \quad (17)$$

Результаты подсчетов по формуле (17) приводятся ниже, на фиг. 10 и 11, для правого вращения диска турбины ($i_{прав} = 5,08$). Для левого вращения диска



Фиг. 10. Зависимость мощности трения диска от числа оборотов.

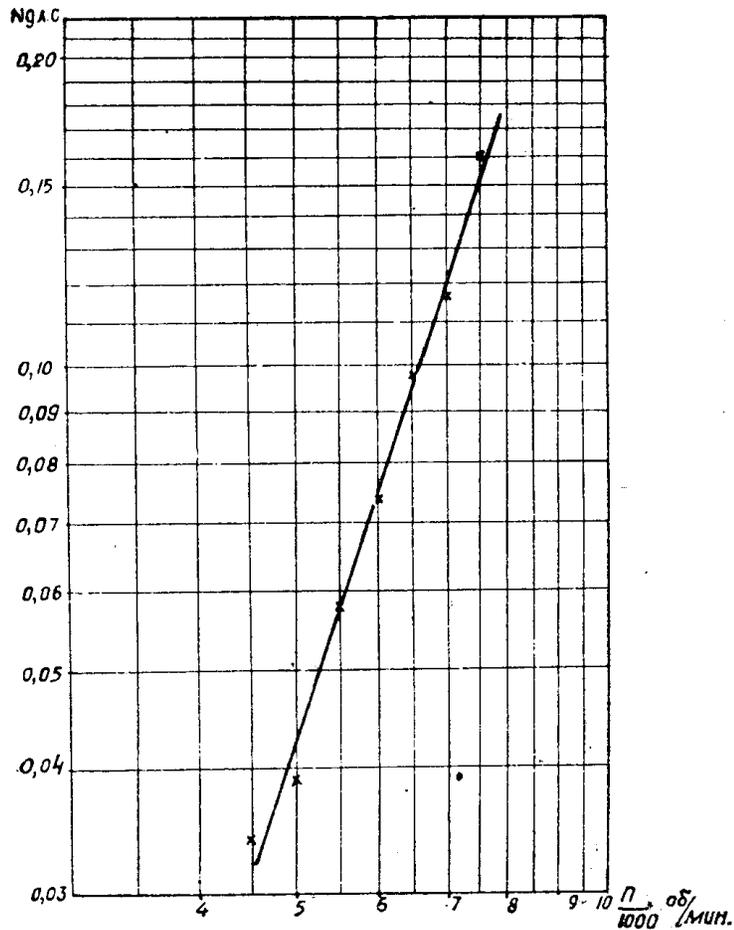
¹⁾ При этих подсчетах по формуле А. Стодола

$$N_r = [1,46 D^2 + 0,83 (1-\epsilon) DL 1,5] \gamma \cdot U^3 \cdot 10^{-6} \text{ л. с.}$$

первый член, учитывающий трение диска, был отброшен, а степень парциальности ϵ была принята равной нулю.

²⁾ А. Стодола, давая свою формулу для подсчета потерь трения и вентиляции, указывает, что при прикрытых колесах величины потерь уменьшаются в 2–4 раза [6].

($i_{лев} = 4,3$) такие расчеты не проводились, так как в этом случае мощность N_1 , расходуемая на прокручивание двигателя с необлопаченным диском, включает в себя также и дополнительные потери редуктора, связанные с повышенным трением плохо приработанных поверхностей зубьев шестерен, учесть которые не представляется возможным.



Фиг. 11. Зависимость мощности трения диска от числа оборотов в логарифмических координатах.

Из графика (фиг. 11) можно видеть, что зависимость мощности трения диска от числа оборотов представляет собой параболу следующего вида:

$$N_d = a_1 \left(\frac{n}{1000} \right)^3 \text{ л. с.}, \quad (18)$$

где a_1 — постоянный коэффициент.

Согласно подсчетам по способу наименьших квадратов, по данным проведенных опытов

$$a_1 = 0,348 \cdot 10^{-3}.$$

Следовательно, теперь уравнение (19) запишется в таком виде:

$$N_d = 0,348 \cdot 10^{-3} \left(\frac{n}{1000} \right)^3 \text{ л. с.} \quad (19)$$

Потери трения диска о воздух могут быть представлены известной зависимостью [4]:

$$N_{\partial} = K_1 D_{\partial}^5 \gamma \left(\frac{n}{1000} \right)^3 \text{ л. с.}, \quad (20)$$

здесь K_1 — опытный коэффициент,
 D_{∂} — наружный диаметр диска, м.

Из уравнений (20) и (21) после подстановки значения D_{∂} для диска подвергшейся испытанию турбины ($D_{\partial} = 0,268$ м) и величины $\gamma = 1,17$ найдется коэффициент K_1

$$K_1 = \frac{0,348 \cdot 10^{-3}}{0,268 \cdot 1,17} = 0,215.$$

Теперь уравнение (20) можно записать в такой форме:

$$N_{\partial} = 0,215 D_{\partial}^5 \gamma \left(\frac{n}{1000} \right)^3 \text{ л. с.} \quad (21)$$

Как показывают расчеты, отклонения экспериментальных точек (фиг. 11) от кривой, построенной по уравнению (21), достигают 15%. Такие отклонения и следовало ожидать вследствие относительно больших погрешностей, которые имели место в измерениях мощности, расходуемой на вращение вала пневмодвигателя при снятом диске и при установленном диске без лопаток.

Формула (21) в сравнении с формулами проф. Стодола и других исследователей дает потери трения диска завышенными на 5–10%, несмотря на то, что формулы Стодола и др. получены из опытов с неприкрытыми дисками, то есть в условиях, где трение дисков должно быть больше. Это кажущееся противоречие объясняется тем, что коэффициент K_1 не является величиной постоянной. По данным ряда исследователей, коэффициент K_1 представляет собой функцию числа Рейнольдса, которая, в частности по опытам Прандтля [7], имеет такой вид:

$$K_1 = \frac{A}{\sqrt[5]{R_e}}, \quad (22)$$

где A — постоянная величина,
 R_e — число Рейнольдса.

Число Рейнольдса при всех равных прочих условиях пропорционально линейному размеру, а поэтому с уменьшением диаметра диска, согласно выражению (22), будет возрастать величина коэффициента K_1 .

Поскольку опыты Стодола и других исследователей производились с дисками, у которых диаметр был примерно вдвое больше диаметра диска ДТР-20, то и величины потерь трения диска имели относительно меньшие значения.

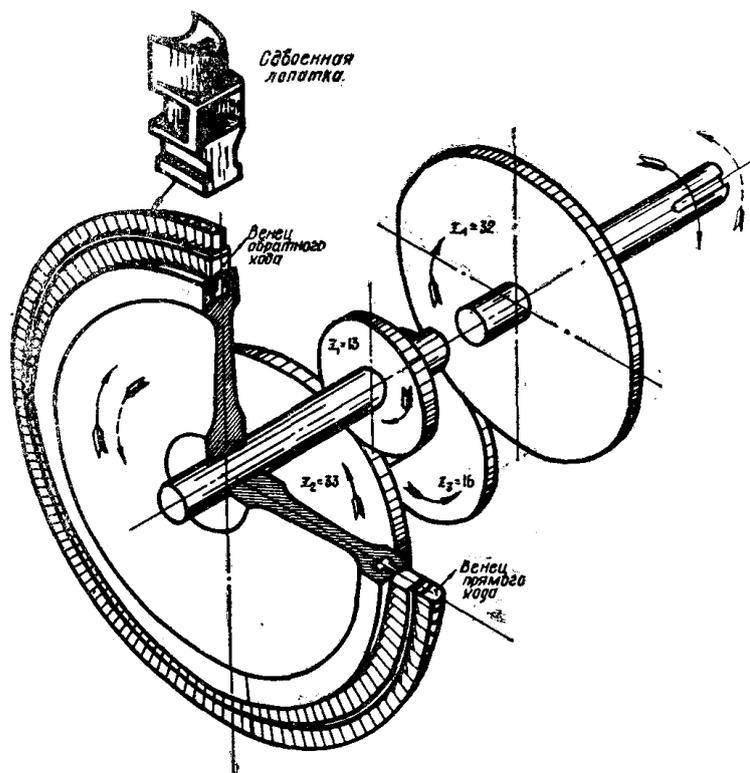
Из сказанного следует сделать вывод, что формула (21), как и формула (22), может быть применена для хорошо прикрытых дисков и при условии, что диаметр диска мало отличается от диаметра диска ДТР-20, с которым производились описанные выше опыты.

Расчет показателей пневмотурбинного двигателя, снабженного ступенью обратного хода

Полученные в итоге экспериментального исследования значения вентиляционных потерь, при различных условиях вращения лопаточного венца, дают возможность определить расчетным путем показатели пневматического двигателя, снабженного ступенью обратного хода.

Ниже проводится ориентировочный расчет основных показателей пневматического турбинного двигателя, у которого рабочее колесо облопачено сдвоенными („двухярусными“) лопатками, образующими венцы прямого и обратного хода турбины. Схематический вид такой реверсивной турбины и форма сдвоенной лопатки представлены на фиг. 12.

В качестве исходных данных для расчета принято, что ступень обратного хода, выполненная по описанной схеме, встроена в турбину двигателя ДТР-20 и что для уменьшения дополнительных вентиляционных потерь ступени прямого и обратного хода имеют устройства для перекрытия впускных и выпускных отверстий.



Фиг. 12. Схема пневмотурбинного двигателя с реверсивной турбиной.

Согласно отчету об испытаниях двигателя ДТР-20 [3] последний обладает мощностными и экономическими характеристиками, представленными на фиг. 13. Наличие ступени обратного хода вызовет, очевидно, изменения этих характеристик в сторону их ухудшения. Эффективная мощность, в связи с наличием дополнительных потерь ступени обратного хода, несколько понизится, а удельный расход воздуха соответственно повысится.

Следует, однако, заметить, что при наличии реверсивной турбины отпадает необходимость в одной паре шестерен редуктора, которая в двигателе ДТР-20 предназначалась для изменения направления вращения ведущего вала. При меньшем числе шестерен в редукторе будут и меньше гидравлические потери, что несколько компенсирует падение мощности, обусловленное дополнительными вентиляционными потерями ступени обратного хода.

Эффективная мощность двигателя ДТР-20 с реверсивной турбиной может быть, очевидно, найдена из следующего выражения:

$$N_e^p = N_e - N_{\lambda} + \Delta N_{\text{гид}} \text{ л. с.}, \quad (23)$$

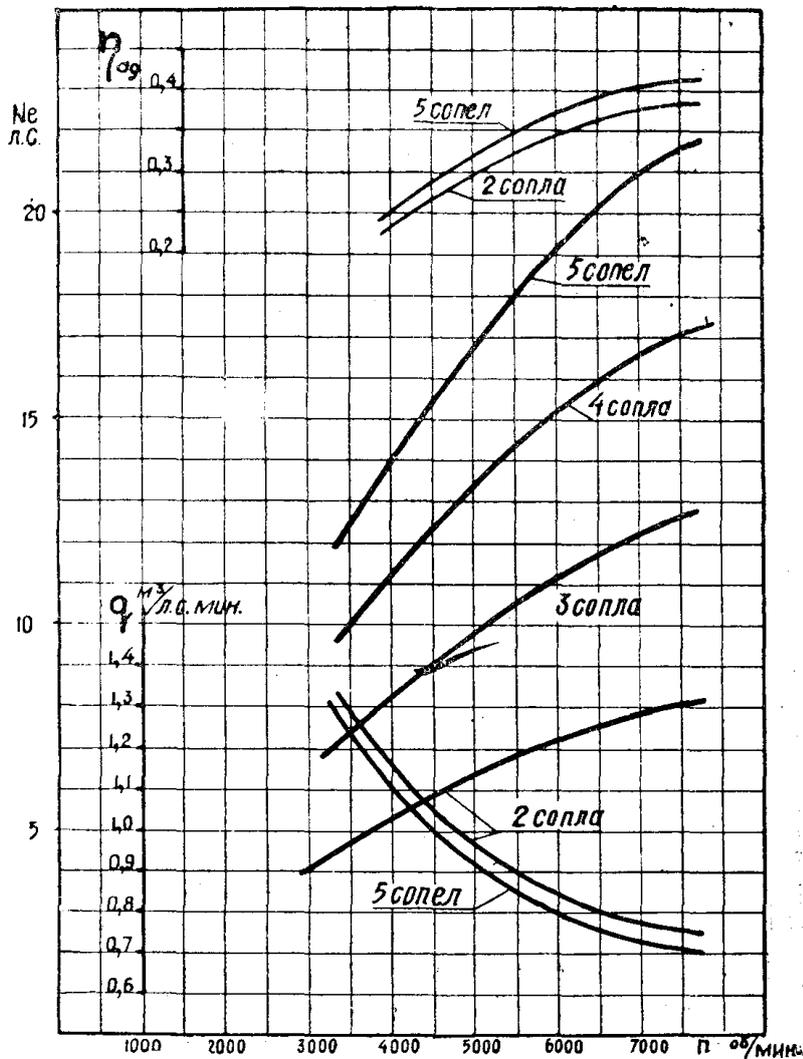
где N_e^p — эффективная мощность двигателя типа ДТР-20 с реверсивной турбиной, л. с.;

N_e — эффективная мощность двигателя ДТР-20 нормального исполнения, л. с.;

N_a — вентиляционные потери венца обратного хода при закрытых выпускном и впускном отверстиях, л. с.;

$\Delta N_{гид}$ — приращение мощности двигателя типа ДТР-20 за счет уменьшения гидравлических потерь в редукторе, л. с.

Эффективная мощность двигателя ДТР-20 нормального исполнения может быть взята для подсчетов из характеристик (фиг. 13).



Фиг. 13. Зависимость эффективной мощности, удельного расхода воздуха и адиабатического КПД двигателя ДТР-20 от числа оборотов вала турбины.

Вентиляционные потери венца обратного хода найдутся из эмпирической зависимости (16)

$$N_a = 14,6 LD^4 \gamma \left(\frac{n}{1000} \right)^3 \text{ л. с.}$$

Высота лопатки венца обратного хода в качестве первого приближения может быть взята равной $L = 13 \text{ мм}$, а средний диаметр венца обратного хода из конструктивных соображений может быть принят равным $D_1 = 255 \text{ мм}$.

Удельный вес воздушной среды может быть определен из условий, что давление и температура в камере дополнительного венца равны давлению и температуре в камере двигателя ДТР-20 нормального исполнения.

По данным отчета [3], среднее избыточное давление в камере турбины ДТР-20 равно $\Delta p = 30$ мм рт. ст., а средняя температура $t \cong 0^\circ\text{C}$, следовательно, удельный вес воздушной среды будет

$$\gamma = \gamma_0 \frac{760 + \Delta p}{760} \cdot \frac{T_0}{T} = 1,293 \frac{760 + 30}{760} = 1,34 \text{ кг/м}^3.$$

После подстановки числовых значений D_1 , L и γ в (16) можно записать расчетную формулу вентиляционных потерь венца обратного хода для данных конкретных условий:

$$N_d = 1,08 \cdot 10^{-3} \left(\frac{n}{1000} \right)^3 \text{ л. с.} \quad (24)$$

Приращение мощности двигателя типа ДТР-20 при наличии реверсивной турбины, за счет снижения гидравлических потерь редуктора, можно ориентировочно определить из следующих элементарных рассуждений. В редукторе ДТР-20, в нижней его части, расположены два промежуточных вала с шестернями, погруженными в масляную ванну (фиг. 1), которые при своем вращении, надо полагать, и вызывают гидравлические потери. Если принять, что промежуточные валы с шестернями вызывают потери равными 70% потерь редуктора на холостом ходу, то при наличии только одного промежуточного вала (что будет иметь место при наличии реверсивной турбины) эти потери составят только 35% потерь холостого хода редуктора, и тогда на такую же величину возрастет мощность двигателя. Следовательно,

$$\Delta N_{гид} = 0,35 N_{гид} \text{ л. с.} \quad (25)$$

С помощью формул (23), (24), (25) и данных испытаний двигателя ДТР-20 (фиг. 13) легко могут быть определены характеристики двигателя с реверсивной турбиной при работе венца прямого хода.

Для определения характеристик в случае обратного направления вращения турбины, то есть при работе венца обратного хода, необходимо, очевидно, в уравнении (23) учесть снижение эффективной мощности за счет уменьшения относительного внутреннего к.п.д. (по причине меньшего диаметра венца обратного хода) и увеличения дополнительных потерь в связи с повышенными вентиляционными потерями венца прямого хода.

С учетом сказанного, уравнение (23) можно записать в таком виде

$$N_e^p = N_e \cdot K_\eta - N_d \cdot K_d + \Delta N_{гид} \text{ л. с.} \quad (26)$$

Здесь $K_\eta = \frac{\eta'_{oi}}{\eta_{oi}}$ — отношение относительного внутреннего к.п.д. венца обратного хода к относительному внутреннему к.п.д. венца прямого хода,

$$K_d = \frac{N_d'}{N_d}$$

отношение вентиляционных потерь венца прямого хода к вентиляционным потерям венца обратного хода.

Для данных конкретных условий значения коэффициентов K_η и K_d будут:

$$K_\eta = \frac{0,58}{0,56} = 0,95^1)$$

$$K_d = \left(\frac{D}{D_1} \right)^4 = \left(\frac{285}{255} \right)^4 = 1,56.$$

1) Отношение относительных внутренних к.п.д. подсчитано для номинального скоростного режима ($n = 7500$ об/мин) и условно принято в дальнейшем постоянной величиной.

Теперь уравнение (26) можно записать в форме, удобной для расчетов

$$N_e^p = 0,95 N_e - 1,56 N_a + 0,35 N_{гид} \text{ л. с.} \quad (27)$$

Результаты подсчетов эффективной мощности двигателя типа ДТР-20 с реверсивной турбиной, по формулам (23) и (27), сведены в табл. 1 и представлены на фиг. 14, 15. Там же приведены значения удельного расхода воздуха и адиабатического к.п.д.¹⁾, которые определялись из следующих соотношений:

$$\frac{\eta_{ag}^p}{\eta_{ad}^p} = \frac{N_e^p}{N_e} \quad \frac{q^p}{q} = \frac{N_e}{N_e^p},$$

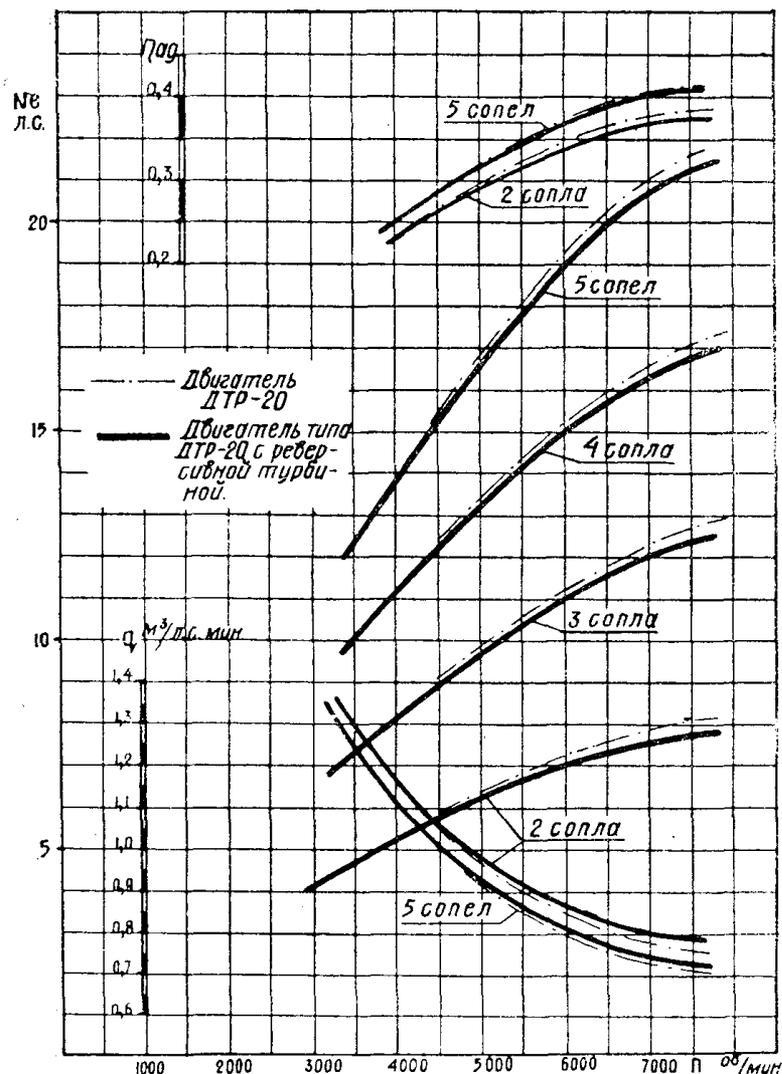
где η_{ad}^p — адиабатический к.п.д. реверсивной турбины,
 η_{ad} — адиабатический к.п.д. двигателя ДТР-20,
 q^p — удельный расход воздуха двигателя с реверсивной турбиной, $нм^3/\text{л. с. мин.}$,
 q — удельный расход воздуха двигателя ДТР-20, $нм^3/\text{л. с. мин.}$

Таблица 1

Число оборотов турбинного диска, об/мин.	Двигатель ДТР-20 (по данным испытаний)			Двигатель типа ДТР-20 с реверсивной турбиной					
	эффект. мощность, л. с.	удельный расход воздуха, $нм^3/\text{л. с. мин.}$	адиабатический к.п.д.	Прямой ход			Обратный ход		
				эффект. мощность, л. с.	удельный расход воздуха, $нм^3/\text{л. с. мин.}$	адиабатический к.п.д.	эффект. мощность, л. с.	удельный расход воздуха, $нм^3/\text{л. с. мин.}$	адиабатический к.п.д.
5 рабочих сопел, расход воздуха 15,3 $нм^3/\text{мин.}$									
4000	14,0	1,09	0,30	13,98	1,095	0,299	13,24	1,150	0,284
5000	16,8	0,91	0,360	16,74	0,915	0,359	15,86	0,910	0,340
6000	19,2	0,798	0,412	19,07	0,803	0,41	17,95	0,852	0,385
7000	21,0	0,73	0,453	20,77	0,738	0,445	19,56	0,782	0,422
7500	21,6	0,708	0,463	21,3	0,718	0,457	19,94	0,765	0,427
4 рабочих сопла, расход воздуха 12,2 $нм^3/\text{мин.}$									
4000	11,2	1,09	0,30	11,18	1,097	0,299	10,6	1,150	0,284
5000	13,4	0,911	0,36	13,34	0,915	0,359	12,58	0,970	0,338
6000	15,2	0,803	0,411	15,07	0,81	0,407	14,2	0,860	0,383
7000	16,6	0,735	0,449	16,27	0,75	0,44	15,31	0,798	0,414
7500	17,1	0,713	0,462	16,8	0,727	0,454	15,70	0,778	0,423
3 рабочих сопла, расход воздуха 9,06 $нм^3/\text{мин.}$									
4000	8,3	1,090	0,30	8,28	1,097	0,299	7,82	1,16	0,283
5000	9,8	0,924	0,35	9,74	0,932	0,33	9,16	0,985	0,327
6000	11,2	0,808	0,406	11,07	0,820	0,401	10,4	0,870	0,377
7000	12,3	0,737	0,446	12,07	0,752	0,437	11,26	0,80	0,408
7500	12,7	0,714	0,461	12,04	0,732	0,45	11,42	0,794	0,416
2 рабочих сопла, расход воздуха 6,1 $нм^3/\text{мин.}$									
4000	5,3	1,15	0,285	5,28	1,555	0,284	4,97	1,22	0,268
5000	6,4	0,953	0,314	6,34	0,978	0,34	5,84	1,05	0,312
6000	7,2	0,847	0,387	7,07	0,862	0,38	6,06	0,925	0,354
7000	7,9	0,772	0,425	7,67	0,795	0,412	7,06	0,865	0,380
7500	8,1	0,753	0,436	7,8	0,782	0,419	7,14	0,855	0,384

¹⁾ Согласно общей теории паровых турбин адиабатическому к.п.д. (η_{ad}) отвечает эффективный к.п.д. (η_e)

Из сравнения расчетных характеристик (фиг. 14 и 15) с характеристиками ДТР-20 можно видеть, что наличие венца обратного хода в реверсивной турбине при прямом ходе турбины и при номинальной мощности в 20 л. с. (пять рабочих сопел) приводит к относительному снижению эффективной мощности и адиабатического к.п.д. на 1,4%. По мере уменьшения номинальной мощности турбины, то есть по мере уменьшения числа рабочих сопел, относительное снижение показателей становится большим и достигает при



Фиг. 14. Расчетные характеристики пневмотурбинного двигателя с реверсивной турбиной (прямой ход).

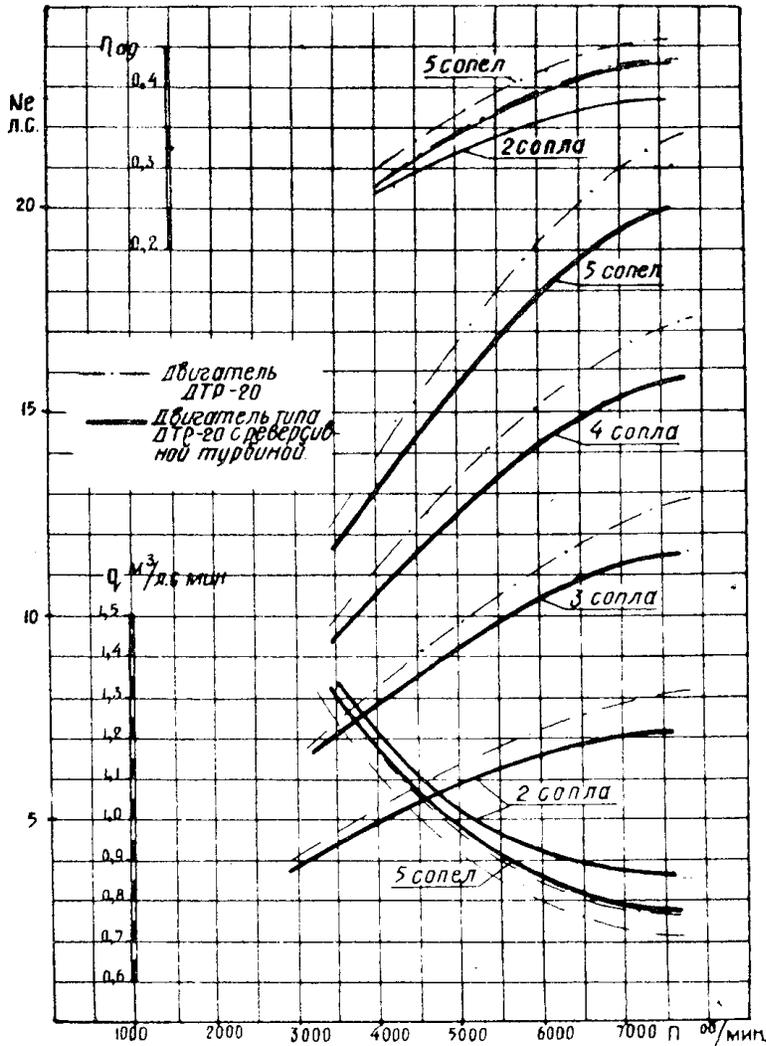
двух рабочих соплах ($N_e = 8$ л. с.) 3,7%. В случае обратного хода турбины, когда в работе находится венец обратного хода, снижение мощности и к.п.д. оказывается более существенным и достигает соответственно 3 и 12% по отношению к показателям двигателя ДТР-20 с неревверсивной турбиной.

Если принять во внимание, что в условиях эксплуатации горных машин обратным ходом пользуются в значительно меньшей степени, чем прямым ходом, то можно прийти к выводу, что экономические показатели двигателя с реверсивной турбиной в условиях эксплуатации будут немногим уступать показателям двигателя ДТР-20 с неревверсивной турбиной.

Из сравнения упомянутых выше характеристик можно также видеть, что по мере уменьшения числа оборотов турбины, показатели двигателя с реверсивной турбиной приближаются к показателям двигателя с обычной не-

реверсивной турбиной и становятся практически одинаковыми при числе оборотов, равном примерно половине номинального числа оборотов. Таким образом, недостаток турбинных двигателей в смысле пониженной экономичности в условиях перегрузок не усугубляется в случае применения реверсивной турбины вместо обычной, нереверсивной турбины.

Из всего сказанного следует, что применение реверсивных турбин в шахтных двигателях мощностью в 10—20 л. с. возможно и экономически целесообразно. Бесспорные преимущества пневматического реверсирования



Фиг. 15. Расчетные характеристики пневмотурбинного двигателя с реверсивной турбиной (обратный ход).

шахтного турбинного двигателя обеспечат большие удобства в эксплуатации горных машин и тем самым окупится некоторое снижение экономичности, вызванное наличием реверсивной турбины.

При проектировании реверсивных турбин шахтных двигателей следует учитывать более сильное влияние величины диаметра турбинного диска на вентиляционные потери ступеней обратного и прямого хода по сравнению с влиянием числа оборотов (см. формулы 14, 16, 21), а поэтому в целях достижения высоких к.п.д. необходимо стремиться к уменьшению диаметра и увеличению числа оборотов рабочего диска. Уменьшение диаметра диска полезно в маломощной турбине еще и потому, что в этом случае турбина будет обладать большей парциальностью и меньшими вентиляционными потерями в ступени прямого хода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Б л о х Л. С. Основные графические методы обработки опытных данных. Машгиз 1951.
 2. Машиностроение, энциклопедический справочник, т. II. Машгиз, 1948.
 3. Ф л ю г е л ь М. Паровые турбины. Госэнергоиздат, 1939.
 4. Ц и т е м а н К. Расчет и конструкция паровых турбин. Энергоиздат, 1933.
 5. S t o d o l a A., Dampf- und Gasturbinen, 1922.
 6. B a l j e O. E., A. Contribution to the Problem of Designing Radial Turbomachins, Trans., ASME vol 74, May 1952.
-