**Московский государственный университет**

**им. Н.Э. Баумана**

**В.П. ЛЕОНОВ**

**РАСЧЕТ ТУРБОДЕТАНДЕРА**

*Методические указания к выполнению домашнего задания №2*

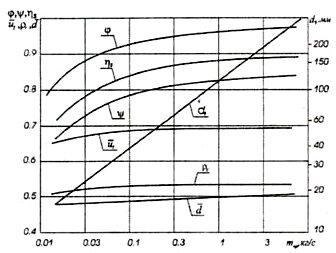
*по курсу*

*«Турбомашины низкотемпературной техники»*

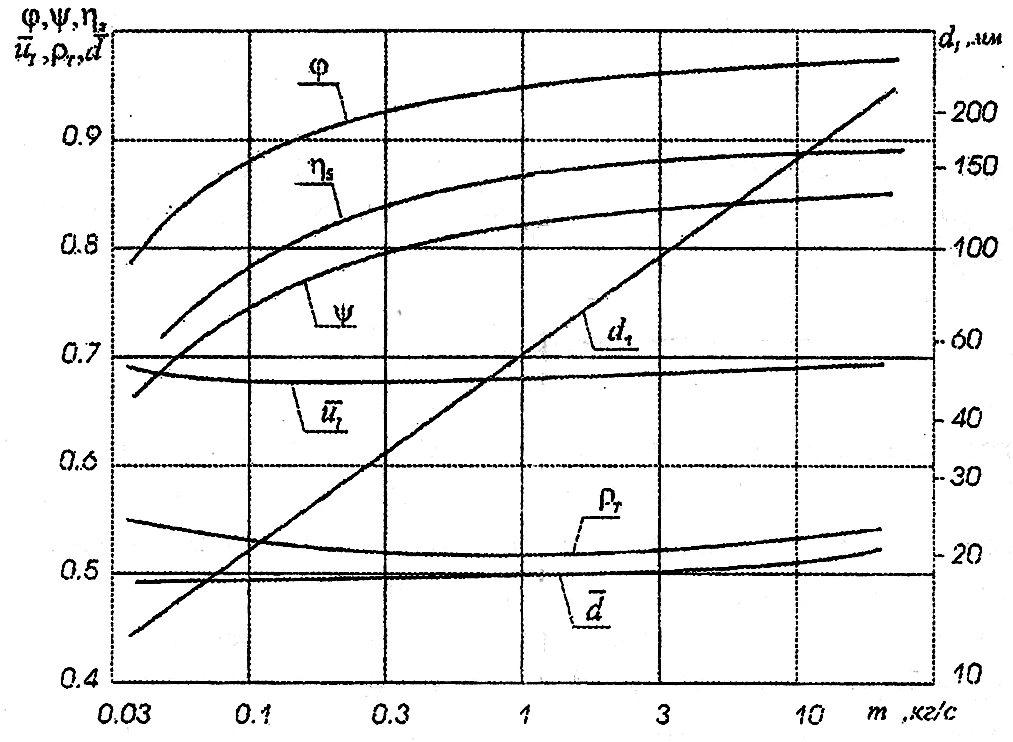
Техническим заданием на проектирование турбодетандера является: род газа, (МПа), (К), (МПа), расход *m*.

Алгоритм расчета

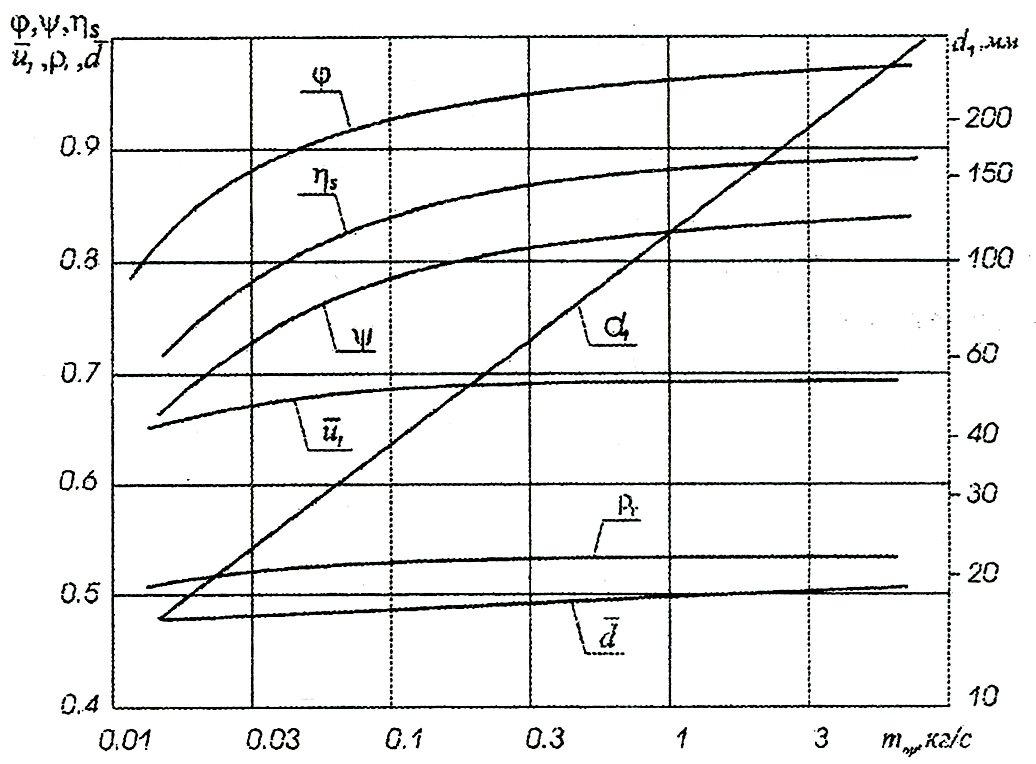
При расчете воздушных детандеров для определения оптимальных значений безразмерных параметров можно воспользоваться экспериментальными данными, полученными в НПО «Гелиймаш» и изображенными на рисунках 1,2 и 3.



**Рис. 1**. Оптимальные параметры воздушных турбодетандеров низкого давления.

/

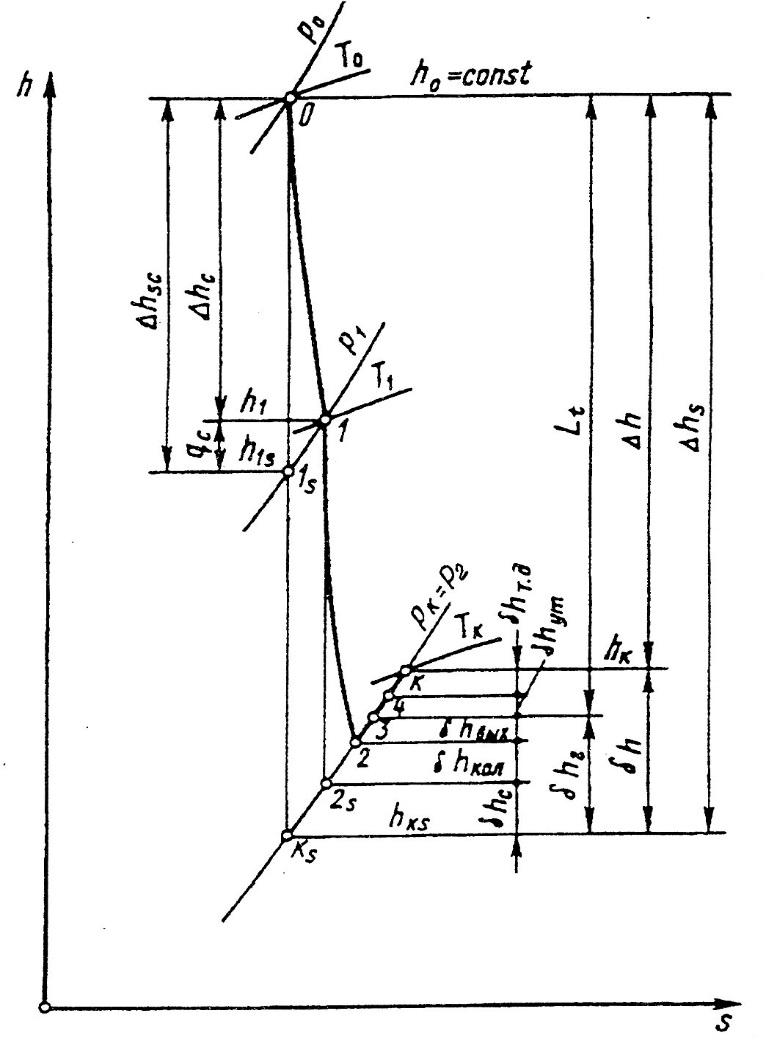
**Рис. 2**. Оптимальные параметры воздушных турбодетандеров среднего давления.



**Рис. 3**. Оптимальные параметры воздушных турбодетандеров высокого давления.

Понятно, что этими данными можно воспользоваться при расчете азотных и кислородных турбодетандеров.

По выбранному или назначенному значению определяется давление после соплового аппарата (СА) , а с использованием скоростных коэффициентов и можно построить действительные процессы в СА и в рабочем колесе (РК). Процесс расширения в ТД в h-s координатах изображен на рис. 4.



**Рис. 4.** Процесс расширения в турбодетандере

С помощью программы свойств данного рабочего тела определяются следующие разности энтальпий:

1. Общий изоэнтропный перепад ;
2. Изоэнтропный перепад в СА ;
3. Изоэнтропный перепад в РК ;
4. Потеря кинетической энергии в СА ;
5. Потери холода в сопловом аппарате .

Коэффициент возврата кинетической энергии в СА

, Дж/кг.

Для ТД низкого давления эта величина составляет менее 1% и ею можно пренебречь.

Условная изоэнтропная скорость

, м/с.

Изоэнтропная скорость на выходе из СА

, м/с.

Действительная скорость на выходе из СА

, м/с.

Показатель политропы процесса расширения в СА

.

Отношение давлений при истечении из СА с трением

.

Отношение температур при истечении с трением

.

По значениям и определяется плотность .

Критическая скорость при истечении с трением

.

Определяется режим течения в СА:

если - режим докритический,

если - режим закритический.

Для докритического течения площадь горла СА

,

где определяется по и . Для этого режима отклонение в косом срезе .

При закритическом течении

,

где максимальная плотность тока определяется по формуле

.

Коэффициент сжимаемости определяется по параметрам и (см. Приложение 1).

Угол установки сопла определяется из уравнения

.

Угол выбирается из наиболее благоприятной области 12. Этот диапазон рекомендуется для крыловидного лопаточного СА.

В случае выбора канального СА оптимальным значением угла является 8о. Эти СА позволяют увеличить ширину рабочего колеса , что приводит к увеличению уровня КПД. Тогда угол отклонения потока .

Рекомендуется получать .

В ТД низкого давления (ТД НД) , среднего давления (ТД СД) - и в ТД высокого давления (ТД ВД) и в этом случае рекомендуется переходить на канальный СА.

Окружная скорость на внешнем диаметре РК

.

Внешний диаметр РК

,

где плотность определяется по и , КПД процесса0-2 принять 0,9, а коэффициент расхода выбирается по рекомендациям:

ТД НД 0,028 – 0,038

ТД СД 0,034 – 0,050

ТД ВД 0,038 – 0,061.

Диаметр выхода из РК

Диаметр воронки .

Диаметр втулки .

Ширина РК на входе ,

где коэффициент стеснения на входе в колесо на данном этапе расчета можно принять равным 0,9 – 0,95 и впоследствии уточнить.

Треугольник скоростей на входе в колесо:

скорость

и угол . Угол должен быть в пределах 85 – 120о, причем большие значения соответствуют меньшим углам .

Треугольник скоростей на выходе из колеса:

Угол принимается по рекомендациям

ТД НД 30 – 38о

ТД СД 35 – 40о

ТД ВД 45 – 55о

Изоэнтропная скорость на выходе из колеса

,

где , а действительная скорость на выходе .

Число лопаток на входе в колесо

Округляется до целого четного числа. Рекомендуется

Число лопаток на выходе из колеса

Минимальное число сопел лопаточного СА с крыловидными профилями лопаток по условию неотрывности потока

.

Окончательное число сопел определяется при построении лопаток СА и принимается равным нечетному числу.

Площадь одного сопла определяется по полной площади

.

Соотношение принимается , но допускается от 0,5 до 2.

В малых ТД , в крупных - .

Скорость потока на входе в СА определяется из соотношения

,

где или ,

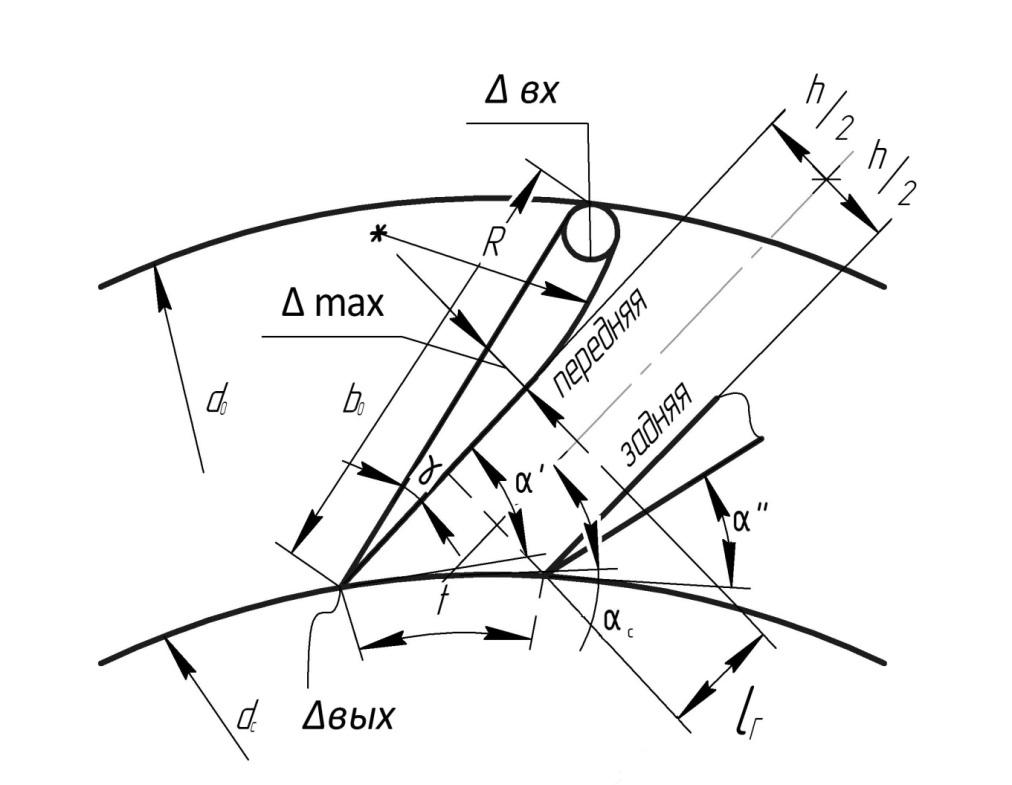
коэффициент стеснения ,

где - толщина входной кромки.

Угол потока на входе находится из соотношения

,

**Построение лопаточного соплового аппарата**



**Рис. 5.** Лопаточный сопловой аппарата

; ; ; .

**Потери на трение дисков и перетечек**

Мощность трения дисков ,

где для полуоткрытых колес.

Для гидравлически гладких поверхностей число Рейнольдса

,

uде – динамическая вязкость определяется при температуре :

для воздуха (формула Сезерленда)

гелия (формула Кизома)

где – коэффициент сжимаемости определяется по температуре .

При течение турбулентное и для этого случая рассчитывается предельное значение числа Рейнольдса

.

Значение зависит от чистоты обработки диска, обычно мкм.

Тогда при турбулентном режиме течения коэффициент сопротивления трения определяется по меньшему из чисел Рейнольдса:

.

а коэффициент потерь на трение дисков

,

Для случая коэффициент технической работы .

Коэффициент потерь холода от перетечек газа через зазор между рабочим колесом и неподвижной щекой

,

где - диаметр воронки в мм;

= 0,50,8 – коэффициент перетечек;



.

Или по рекомендациям

ТД НД 0,020

ТД СД 0,02 – 0,04

ТД ВД 0,04 – 0,06.

Гидравлический КПД

,

Тогда изоэнтропный КПД =.