

Ещё раз о расчёте осевых компрессоров

Публикуется в порядке дискуссии

Л.Б. Леонов (Москва, Россия)
vacuumpumps@narod.ru

канд. тех. наук

Условное разделение и применение компрессоров на насосы (для получения давлений воздуха ниже атмосферного, например, для поднятия уровня воды в трубах) и компрессоры (для получения давлений выше атмосферного, например, для плавки иковки металла) мало изменило их принцип действия. Однако повлияло на развитие гидравлики и применение её положений к развитию других типов насосов и компрессоров, что не всегда оказалось оправданным. Так, расчёты конструкций осевых и другие лопаточных компрессоров оказались основательно запутаны различными ошибочными положениями и не только из гидравлики, что и объясняет их медленное развитие.

Материалы и методы

Сбор и анализ отчётов научно-исследовательских работ о состоянии осевых компрессоров.

Ключевые слова

компрессор, насос, гидравлика, расчёт осевых компрессоров, помпаж, прямое и обратное течение газа через ступени

Once more about calculating of axis compressors

Authors

Leonid B. Leonov (Moscow, Russia)

Cand. Tech. Sci.

Abstract

A relative discrimination and application of compressors as pumps (to get air pressure less than atmospheric, for example to rise level of water in a tube) and as compressors (to get pressures larger than atmospheric.

For example, for melting and forging of metals) almost did not change their principle of operation. But it made great influence for developing of hydraulics and application

Несмотря на такое разделение, компрессоры и насосы имеют одно и тоже назначение — увеличивать концентрацию молекул всасываемого газа. Винты, центробежные и осевые: вентиляторы, нагнетатели, газодувки, компрессоры относятся к лопаточным машинам. Их условное разделение на насосы и компрессоры не исключило: возможной взаимозаменяемости каждого типа машин, т.е. получения с их помощью концентраций газа выше или ниже атмосферного; общих принципов работы, расчета ступеней и проточной части ради достижения необходимой концентрации газа. А, насколько необходимая концентрация газа должна быть выше или ниже относительно нормальных давлений? Это уже другие задачи, которые не должны мешать достижению основных назначениям компрессоров — энергетически экономно увеличивать сжатие газа в соответствии с требованиями необходимого технологического процесса. Например: подавать необходимый объём газа заданного давления в ед. времени; поддерживать стабильность подаваемого расхода газа; изменять в широких диапазонах расход и сжатие газа без помпажных явлений. Это особенно важно для: разработки осевых компрессоров; различных газотурбинных установок с минимальными массогабаритными параметрами; подачи газа под высоким давлением при помощи трубопроводов на большие расстояния и т. д.

Рассмотрим некоторые причины мешающие, по мнению автора, развитию и расчёту осевых компрессоров, обладающих широкими возможностями увеличения сжатия газа, объёмного расхода в ед. времени, снижения массогабаритных параметров для работы в вязкостном режиме течения газа:

1. Сейчас развитие компрессоров, как и рассмотрение течения жидкости и газа по трубопроводам, больше основывается на знаниях древних ученых гидравликов, применявших в выводимых ими теоретических уравнениях, в основном, эмпирические зависимости и коэффициенты. Например, изменение скорости течения жидкости и газа по каналам, трубопроводам и т. д. связывается и сейчас только с сопротивлением их течению, а не с процессами изменения ускорений течения. Поэтому и падение статического давления в направлении течения объясняется только сопротивлением и учитывается только коэффициентами, например при определении расхода жидкости или газа.
2. В соответствии с гипотезой И. Ньютона о том, что жидкость состоит из отдельных частиц, слабо взаимодействующих между собой, можно было объяснить падение статического давления вдоль потоков жидкости и газа, но была поддержана и введена в науку гипотеза о сплошности жидкости, а затем и газа.
3. Также показалось удобным заменить поток жидкости и газа суммой отдельных элементарных струек без объяснения причин

изменения их толщины и скорости во время течения, а энергетическое уравнение Д. Бернулли поправить введением эмпирической поправки на потерю энергии от «трения» при течении потоков и применять его в неустановившихся, сильно турбулизованных потоках.

4. Отсюда не всегда обоснованный упор на применение уравнения Д. Бернулли при исследовании работы лопаточных машин и на необходимость практического определения коэффициентов гидравлических потерь при снижении статического давления, а не на определение уменьшения концентрации частиц в местах ускоренного движения потоков в газовых трактах компрессоров и трубопроводов.
5. По мнению сотрудников ЦАГИ [1] исследование работы вентилятора в сети должно основываться на приложении уравнения Бернулли к потоку газа, создаваемому вентилятором, т.к. уравнение Бернулли якобы устанавливает зависимость между величинами статического давления P и скоростью U потока в его различных сечениях. Ими были сделаны и пять общих замечаний, при которых уравнение Бернулли не может быть применено к расчётам лопаточных машин:
 - А. Уравнение Бернулли справедливо только для установившегося потока, в котором скорость в данной точке не меняется ни по величине, ни по направлению.
 - Б. Поток полностью и равномерно заполняет всё сечение трубопровода, так что скорость потока в любой точке исследуемого сечения будет одна и та же.
 - В. Должно быть соблюдено условие неразрывности потока. Оно состоит в следующем: рассматриваемый поток не должен заключать в себе пустот и разрывов. Это условие было закамуфлировано так: через два любых сечения трубопровода за данный промежуток времени протекают одинаковые массы газа.
 - Г. При выводе уравнения и при его применении газ считается несжимаемым при его движении.
 - Д. Поток газа движется по трубопроводу без трения. При приложении уравнения Бернулли, в частности при исследовании работы вентилятора, нельзя пренебрегать величиной трения в трубопроводе. Поэтому, чтобы сделать уравнение Бернулли применимым и в этом случае, в него введено добавочное слагаемое, возмещающее давление, затраченное на преодоление трения.
6. Следует отметить, что уравнение Бернулли энергетическое. Оно не устанавливает зависимостей, которые показывают, как изменяются температура и концентрация газа в ступенях лопаточных машин при изменении энергии газа, а потому не может успешно применяться для расчёта точек расходных зависимостей ступеней

- лопаточных машин.
7. В проточной части лопаточных компрессоров и насосов имеются участки с прямым и обратным течением газа и жидкости через их ступени, что так же ограничивает применение уравнения Бернулли для их исследования.
 8. Ошибочное применение уравнения Бернулли для исследования работы вентиляторов привело к ошибочной форме записи КПД для вентиляторов — $\eta = V \cdot \Delta P / W$ [1]. (Почему: при $Q = Q_{\max}$ и $P_2 / P_1 = \tau = 1$, о энергия передаётся от колеса потока газа, а КПД = 0; почему при $\tau = \tau_{\max}$ и при $Q = 0$ существует передача энергии от колеса потокам газа, а КПД = 0. В обоих случаях имеется полезная работа от действия ступеней лопаточных машин и её можно использовать.).
 9. Молекулы газа в направленных потоках хотя и движутся хаотично, но преимущественно в направлении движения потока с изменяющимися средними скоростями в каждой точке потока. Это является их основным отличием от движения газа в герметичном сосуде, а, поэтому, молекулы газа в потоке не оказывают того давления P на стенки сосуда или канала, вдоль которых они протекают.
 10. Энергетическое уравнение Л. Эйлера $H_1 = (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) / g$ [2] также не может успешно применяться для расчёта различных точек расходной зависимости ступеней лопаточных машин, т.к.:
 - А. При изменении газом запаса энергии оно не указывает на изменение его концентрации, объёма, температуры;
 - Б. В действительности процесс передачи энергии от вращающихся стенок лопаток канала происходит только для части молекул потока газа и на разных радиусах;
 11. Действительные процессы сжатия потоков газа, проходящих через ступени лопаточных машин, неизвестны, поэтому для оценки их энергетической эффективности используют сомнительные величины отношений КПД различных термодинамических процессов. А, т. к. не определено понятие «полезная работа» для ступеней лопаточных машин, то нельзя применять понятие КПД к оптимизации их работы:
 - А. Термодинамические процессы для лопаточных машин необходимо рассматривать с учётом прямых и обратных потоков газа, проходящих через ступени во время их работы;
 - Б. Термодинамические процессы, происходящие в лопаточных машинах, (из-за переменного количества газа, участвующего в процессах сжатия), отличаются от классических термодинамических процессов в поршневых компрессорах. Чем больше сжатие газа ступенями лопаточных машин, тем сильнее это отличие. Поэтому, правомерность использования T-S диаграмм, формул для расчёта классических, политропических, адиабатических и других термодинамических процессов применительно для расчёта КПД лопаточных машин сомнительна;
 - В. В молекулярном режиме течения газа (для сжатия газа ступенями

осевых компрессоров можно принять $T = \text{const}$), т. е. расчёт потоков газа, изменение их объёмов и давлений обходится без применения энергетических уравнений Бернулли и Эйлера. Они определяются по компрессорным формулам с привлечением понятий «проводимость», «прямых» и «обратных» потоков газа, проходящих через их ступени, без понятия статических и динамических составляющих полного давления в какой-либо точке потока. (Аналогичны расчёты и для других лопаточных машин в молекулярном режиме течения газа).

Похожие физические процессы сжатия газа происходят и в ступенях лопаточных машин, работающих в вязкостном режиме течения, но чтобы понять это пришлось рассмотреть общие и отличительные черты физических процессов, происходящих в их ступенях при $T \neq \text{const}$.

Общие черты:

- А. Наклонные поверхности межлопаточных каналов создают условия для потоков газа, движущихся через каналы в прямом и обратном направлениях.
 - Б. Измеряемый расход газа через ступень равен разности прямых и обратных потоков газа. В. При увеличении сжатия газа ступенно измеряемый расход газа уменьшается.
 - Г. Геометрические размеры каналов, их скорость движения, тепловая скорость молекул газа влияют на величины потоков газа, переходящих через каналы ступеней в обоих направлениях.
- Отличительные черты:
- А. Переменные режимы течения газа в ступенях и в проточной части компрессоров.
 - Б. Изменяются вдоль радиуса профили лопаток и их углы наклона к плоскости вращения.
 - В. Усилены процессы теплообмена потоков газа с конструкционными материалами проточной части.

Следует отметить, что в литературе имеется много сведений о существовании прямых и обратных потоков газа, одновременно проходящих через ступени лопаточных машин в вязкостном режиме течения газа (смотри например, их формы зависимостей расхода газа от величины его сжатия или [3, 4, 5]).

Итоги

Теория осевых компрессоров (для получения давлений выше или ниже атмосферного) должна основываться на существовании в их ступенях прямых и обратных потоков газа.

Выводы

1. Более позднее развитие высоковакуумных осевых компрессоров, работающих в молекулярном режиме течения газа, не основывалось на ошибочных положениях гидравлики и аэродинамики — её ученицы, поэтому достигли больших высот в своём развитии.
2. Разработка теоретического или графического расчёта проводимости элементов ступеней лопаточных машин и трубопроводов для вязкостного режима течения газа (как это сделано для осевых высоковакуумных компрессоров) позволила бы отойти от необходимости обязательного

of its principles for developing of other kinds of pumps and compressors. But it was not always reasonable. So, calculations of axis and cither kinds constructions of blade compressors has been become so strongly confused by means of application of different principles and not only from hydraulics. It can be the reason of their slow development.

Materials and methods

The collection and analysis of reports on the scientific-research axis compressors.

Results

The axis compressors theory (to get high and super high vacuum) is based on supposition about existing direct and reverse gas flows in compressors.

Conclusions

Calculations of axis and cither kinds constructions of blade compressors has been become so strongly confused by means of application of different principles and not only from hydraulics. It can be the reason of their slow development.

Keywords

compressor, pump, ventilator, hydraulic, calculation axis compressor, surge, surging, direct and reverse stream of gas through stages.

References

1. Ushakov K.A., etc. Atlas ventilatorov i deflektorov [Atlas of fans and deflectors] Works TsAGI 1934, issue 172, pp. 10-13.
2. Livshits S. P. Aerodinamika tsentroběžnykh kompressornykh mashin [Aerodynamics of centrifugal compressor cars] M-I: Mechanical engineering. 1966. pp. 24-27.
3. Works TsAGI. Vyp. 326. To E.Struva. K voprosu o poverchnom raschete oseвого ventilatora [To a question of testing calculation of the axial fan] M: 1937. pp. 3-16.
4. S. transfers. TSIAM. Vyp. 50. Obata, I.lozida, U.lozida. Issledovanie prichin zvuka, izluhaemogo pri vrashchenii vozdušnogo vinta [Research of the reasons of the sound radiated at rotation of the air screw] OBORONIZ. M: 1943. pp. 28-36.
5. B. Ekk. Proektirovanie i ekspluatatsiya tsentroběžnykh i osevykh ventilatorov [Design and operation of centrifugal and axial fans] GOSGORTEKHIZDAT. M: 1959. pp. 411-417.
6. Krivenkov S. V., Chernobyl A.G. Neftegazopromyslovoe oborudovanie. chast' 3. Nasosy i kompressory. Opornyy konspekt lektsiy dlya studentov spetsial'nosti 090602. Tetrad' 3: Kompressornye mashiny [Neftegazopromyslovoye equipment, part 3. Pumps and compressors. The basic abstract of lectures for students of specialty 090602. Writing-book 3: Compressor cars] M: Oil and gas RGU of. I.M. Gubkin. 155 p.
7. Galyorkin Yu.B., Kozachenko L.I. Turbokompressor [Turbocompressor] SPb: Politekh'n's publishing house. 2008, 374 p.

экспериментального определения коэффициентов гидравлических потерь давления и других поправок к расчетам при проектировании новых лопаточных машин и их трубопроводов.

3. Настала также пора вернуть газоперекачивающие вакуумные насосы в класс компрессорных машин и назвать их ва-

куумными компрессорами или компрессорами для получения вакуума.

4. Рассмотрение процессов увеличения концентрации газа ступенями лопаточных машин и их течение по элементам трубопроводов с учетом опыта развития компрессорных и вакуумных машин приведет к дальнейшему их развитию, а возмож-

но и к общей методике их расчета с выявлением новых общих закономерностей.

5. Цель статьи не опорочить существующие методы расчёта проточной части осевых компрессоров, смотри например [6, 7], сравнением с приведёнными причинами ошибок в расчётах, а поиск путей расчётов оправданных экспериментально.

Список использованной литературы

1. Ушаков К.А. и др. Атлас вентиляторов и дефлекторов. М: Труды ЦАГИ 1934. вып.172. С. 10–13.
2. Лившиц С.П. Аэродинамика центробежных компрессорных машин. М-Л.: Машиностроение. 1966. С. 24–27.
3. Струве. Э. Труды ЦАГИ. Вып. 326. К вопросу о поверочном расчёте осевого

вентилятора. М.: 1937. С. 3–16.

4. Обата, Иозиди И., Иозиди У. Сб. переводов. ЦИАМ. Вып. 50. Исследование причин звука, излучаемого при вращении воздушного винта. М.: ОБОРОНГИЗ. 1943. С. 28–36.
5. Энк Б. Проектирование и эксплуатация центробежных и осевых вентиляторов. М.: ГОСГОРТЕХИЗДАТ. 1959. С. 411–417.
6. Кривенков С.В., Чернобыльский А.Г.

Нефтегазопромысловое оборудование. часть 3. Насосы и компрессоры. Опорный конспект лекций для студентов специальности 090602. Тетрадь 3: Компрессорные машины М.: РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина. 155с.

7. Галёркин Ю.Б., Козаченко Л.И. Турбокомпрессоры. СПб.: Издательство политехнического университета, 2008. 374 с.

www.nanotehexpo.ru

ОРГАНИЗАТОРЫ:

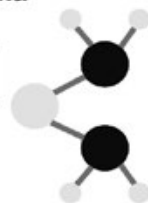
Правительство Республики Татарстан,
Министерство промышленности и торговли Республики Татарстан
Мэрия города Казани,
ОАО "Казанская ярмарка"

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ:

Государственной Корпорации «РОСНАНО»

4-я международная специализированная выставка

Нанотехнологии Казань-2012



и 13-я международная научно-практическая конференция

Нанотехнологии в промышленности

27-29
ноября

ОРГКОМИТЕТ ВЫСТАВКИ:

Тел./факс: (843) 570-51-17, 570-51-11-круглосуточно
Россия, 420059, г. Казань, Оренбургский тракт, 8,
E-mail: d3@expokazan.ru, http://www.expokazan.ru

