

Внутренние потери турбинной ступени

Под внутренними понимаются потери, отрицательно влияющие на состояние протекающего внутри турбины пара. К этой группе потерь наряду с потерями, учитываемыми окружающим КПД η_u (в соплах q_c , на лопатках q_l и выходная q_b), относятся потери на трение и вентиляцию, от частичного впуска (на выколачивание), от протечек через внутренние зазоры (в уплотнениях диафрагм и через радиальные зазоры лопаток), от влажности пара.

Потери на трение и вентиляцию.

При вращении турбинного диска в паре он увлекает прилежащие к его боковой поверхности частички пара и сообщает им ускорение. Скорость этих частиц все же меньше скорости вращения диска, поэтому между поверхностью диска и частицами пара возникает трение. На преодоление трения и сообщение ускорения частичками пара затрачивается некоторое количество механической энергии.

Это обуславливает потери на трение диска о пар.

Поскольку рабочие лопатки расположены по окружности диска, то и сопла должны быть расположены по соответствующей окружности. При этом возможны два случая:

сопла расположены по всей окружности, и пар поступает сразу на все рабочие лопатки, такой впуск пара называется полным;

сопла расположены на части окружности, и пар поступает только на соответствующую часть рабочих лопаток.

Такой впуск пара называется парциальным (частичным), характеризующимся парциальностью или степенью впуска, под которой подразумевается отношение

$$\varepsilon = m/\pi d,$$

где ε — парциальность;

m — длина дуги, занятая сопловыми сегментами, мм;

d — средний диаметр диска, мм.

При парциальном впуске пара часть рабочих лопаток, на которые не поступает поток пара, перегоняет среду с одной стороны венца на другую, действуя подобно вентилятору. Поэтому энергию, затрачиваемую на перемещение этой среды рабочими лопатками, называют вентиляционной потерей. У главных судовых турбин вентиляционные потери имеются во вращающихся вхолостую ступенях заднего хода на переднем ходу.

Вентиляционные потери во много раз больше потерь на трение диска о пар, так что последними можно пренебречь, но обычно эти потери подсчитывают вместе по эмпирическим формулам и обозначают $q_{\text{тв}}$. У главных турбин вентиляционные потери обычно невелики, у вспомогательных они могут быть весьма значительными. Для уменьшения вентиляционных потерь в ступенях с частичным выпуском пара лопаточный венец прикрывают на нерабочей части окружности с обеих сторон паровым щитком-кожухом. При этом потери на трение и вентиляцию уменьшаются на 30%.

Потери от частичного впуска (на выколачивание).

Если ступень имеет парциальный выпуск ϵ пара, то в промежуток времени, затрачиваемый рабочими лопатками на прохождение дуги $(1 - \epsilon)\lambda d$, в пределах которой пар к лопаткам не подводится, в каналах лопаток течение прекращается, и они заполняются застойным паром.

При подходе лопаточного канала к соплам содержимое канала должно получить необходимый толчок (импульс) для того, чтобы выйти из канала и уступить место струе пара, вытекающего из сопла. На этот толчок, т. е. на выталкивание неподвижной (относительно лопаток) массы пара, расходуется часть кинетической энергии потока при соответствующем снижении относительной скорости входа в рабочий канал. Такой расход кинетической энергии носит название потери на выколачивание или от частичного впуска пара и обозначается $q_{\text{вк}}$. Эта потеря невелика, вычисляют ее по эмпирической формуле. Для уменьшения потерь на выколачивание сегменты сопел размещают подряд на одной дуге, а не разбросанно по всей окружности.

Потери от протечек пара через уплотнения диафрагм и радиальные зазоры лопаток.

В активных турбинах некоторое количество пара перетекает через зазоры в уплотнениях диафрагм, минуя сопла и не совершая полезной работы.

Тепловая потеря от протечек пара через лабиринтные уплотнения диафрагм, отнесенная к массе пара 1 кг, протекающего через ступень,

$$q_{\text{ут}} = \frac{G_{\text{ут}}}{G_c} (i_1 - i_2), \quad (12.23)$$

где $G_{\text{ут}}$ — количество пара, протекающего через лабиринтные уплотнения диафрагм, кг/с;

G_c — расход пара через ступень в единицу времени, кг/с.

В реактивных турбинах и активных со степенью реактивности $q > 0,1$ часть пара протекает через радиальные зазоры лопаток, так как давление по обе стороны лопаток неодинаково. Эта потеря, также обозначаемая $q_{\text{ут}}$, определяется по эмпирическим формулам.

Указанные потери особенно велики в первых ступенях реактивных турбин, где при небольшой высоте лопаток имеются относительно большие радиальные зазоры. Поэтому реактивные ступени, работающие в условиях высоких параметров, малоэкономичны.

Для борьбы с протечками в зазорах применяют радиальные или осевые уплотнения между бандажом лопаток и корпусом турбины.

Потери от влажности пара.

Последние ступени ТНД и многоступенчатых вспомогательных турбин работают в области влажного пара, где происходит процесс выпадения частичек влаги. При повышении влажности пара частички

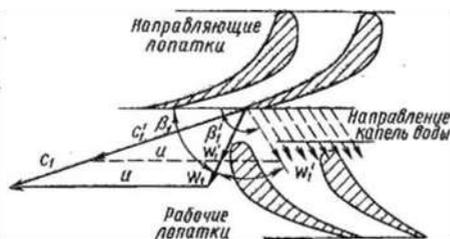


Рис. 12.9. Потери от влажности

увеличиваются в размерах и превращаются в маленькие капельки воды. Увлекаемые паром, они движутся с меньшей скоростью, чем пар. Если пар, вытекающий из сопла с абсолютной скоростью c_1 (рис. 12.9), входит в лопаточный канал без удара, имея относительную скорость w_1 , то частицы воды, движущиеся со значительно меньшей скоростью c_1' , войдут в канал с относительной скоростью w_1' . В результате капли воды будут ударяться о выпуклую часть лопаток. Эти удары вызывают эрозию входных кромок и создают тормозной момент на диске, что приводит к снижению окружного КПД ступени.

В первом приближении можно считать, что снижение окружного КПД ступени составляет 1% на каждые 1,5% содержания влаги в паре. Потери от влажности обозначаются q_x . Благодаря применению в последних ступенях турбин низкого давления дренажных устройств влагосодержание пара снижается примерно в 2 раза против определяемого по i -s-диаграмме. Соответственно уменьшается и потеря от влажности пара.

Относительный внутренний КПД турбинной ступени.

Потери $q_{тв}$, $q_{ут}$ и q_x повышают энтальпию пара за ступенью. Поэтому, откладывая на i -с-диаграмме (см. рис. 12.6) вверх от точки c_1 сумму этих потерь $\Sigma q_i = q_{тв} + q_{вк} + q_{ут} + q_x$ и проведя горизонталь, до пересечения с изобарой p_i , получим точку D_1 , характеризующую состояние пара по выходе из ступени.

Вследствие потерь в ступени турбины килограмм пара преобразует внутри ступени не всю располагаемую энергию, т. е. располагаемый перепад энтальпий h^* , а часть его h_i , называемую внутренним (или использованным) перепадом энтальпий ступени,

$$h_i = h_a^* - (q_c + q_n + q_v + q_{тв} + q_{вк} + q_{ут} + q_x). \quad (12.24)$$

Отношение внутреннего перепада энтальпий в ступени к располагаемому является относительным внутренним КПД ступени

$$\eta_{oi} = h_i / h_a^*. \quad (12.25)$$

Литература

Верете А. Г., Дельвинг А. К. Судовые паровые и газовые энергетические установки: Учебник для мореходных училищ.—2-е изд., перераб. и доп.— М.: Транспорт, 1990.- 240 с. Стр. 140-142