

ОПЫТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДА УСТРАНЕНИЯ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ СРЫВА В СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Ю. Г. Николаенко

Возникновение нестационарных явлений в прочной части компрессора при уменьшении расхода ниже определенного не обеспечивает устойчивой безаварийной его работы. Это может привести к значи-

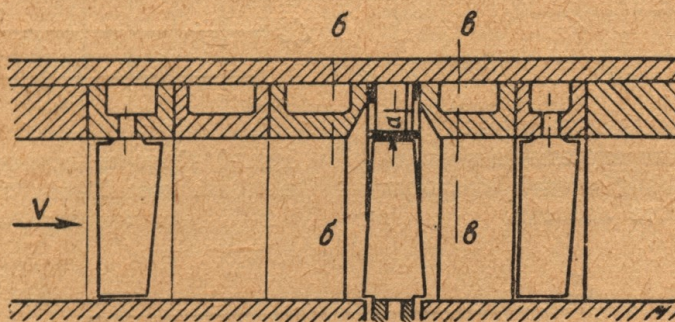


Рис. 1. Схема проточной части ступени.

тельным динамическим напряжениям в элементах турбомашин и к резкому снижению ее экономичности. При возникновении нестационарного явления типа вращающегося срыва образуются зоны пониженного расхода; охватывающие часть кольцевого канала. Срывные зоны перемещаются в абсолютном движении в сторону вращения ротора компрессора, но с меньшей угловой скоростью. При этом происходит импульсное изменение параметров, богатое более высокими гармониками, что может стать возможным источником резонансных колебаний, приводящих к разрушению лопаток.

Анализ перехода к неустойчивым режимам работы в ступени со значительным изменением условий обтекания по высоте, проведенный на базе вариационного принципа максимума потока механической энергии [1, 2], показал возможность существования в некотором диапазоне расходов двух различных форм движения (частичный срыв и кольцевой вихрь), достаточно близких по своим энергетическим уровням. Важным практическим выводом проведенного анализа является возможность расширения области устойчивой работы (устранения вращающегося срыва) путем интенсификации кольцевого вихря, не нарушающего стационарности течения в ступени [3].

Ниже излагаются некоторые результаты опытного исследования по влиянию перепуска воздуха над рабочим колесом на границу устойчивых режимов. Исследования были проведены в Харьковском авиационном институте в 1957 году на ступени, которая характеризовалась возникновением частичного вращающегося срыва в периферийных сечениях. Относительный диаметр втулки рабочего колеса равнялся

0,577. Окружная скорость концов лопаток составляла 71,5 м/сек, что соответствовало числу $Re = 1,86 \cdot 10^5$.

Схема проточной части представлена на рис. 1. Для измерения пульсаций статического давления применялся емкостный датчик, установленный на внешней цилиндрической поверхности перед рабочим колесом (сечение б—б). Сигнал с датчика подавался на вход четырехканального усилителя, а с выхода — либо на шлейф осциллографа МПО-2, либо на блок термовакуумных преобразователей типа ТВБ-5. По показаниям специально оттарированного зеркального гальванометра типа М 21/1 можно было определить осредненную энергию пульсаций статического давления

$$E_{\text{ср}} = \frac{\int_{t_0}^t \frac{|\Delta p|}{\gamma} dt}{t - t_0},$$

где t — время,

Δp — мгновенная величина отклонения статического давления от его среднего значения.

В том же сечении с помощью трехканального пневмозонда производилось измерение полного напора перед рабочим колесом H_{1n} . Полный напор за рабочим колесом H_{2n} измерялся с помощью осредняющего насадка-гребенки (сечение в—в). Объемный расход воздуха через ступень определялся по осредненному статическому давлению на цилиндрической поверхности подводящей трубы непосредственно за хорошо спрофилированным входным устройством. Помимо указанных параметров производилось измерение оборотов рабочего колеса, барометрического давления и температуры окружающей среды.

Методика исследования предусматривала определение характеристик рабочего колеса $\bar{H}_n = f(\bar{C}_a)$ для ступени с гладкой проточной частью и ступени с перепуском воздуха.

Здесь $\bar{H}_n = \frac{H_{2n} - H_{1n}}{u_R^2} g$ — коэффициент полного напора,

$$\bar{C}_a = \frac{C_a}{u_R} \text{ — коэффициент расхода.}$$

Количество перетекающего воздуха регулировалось величиной щели a , принимавшей значения $a = 0, 4, 8, 12, 16$ мм. Для тех же условий проводилось определение $\bar{E}_{\text{ср}} = f(\bar{C}_a)$,

где $\bar{E}_{\text{ср}} = \frac{E_{\text{ср}}}{u_R^2} g$ — коэффициент средней энергии пульсаций статического давления.

Сопоставление полученных характеристик рабочего колеса (рис. 2) для различных значений a с характеристикой при отсутствии щели свидетельствует о сохранении общего характера изменения $\bar{H}_n = f(\bar{C}_a)$ при некотором снижении абсолютной величины коэффициента с увеличением a .

Основные результаты исследования представлены графиком рис. 3. Из графика видно, что коэффициент средней энергии пульсаций вначале мал и до определенного значения \bar{C}_a практически постоянен. При дальнейшем уменьшении \bar{C}_a имеет место резкое возрастание энергии пульсаций, обусловленное возникновением и интенсивным развитием вращающегося срыва в проточной части ступени. Следует отметить, что изменение величины щели от 0 до 8 мм приводило к равномерному

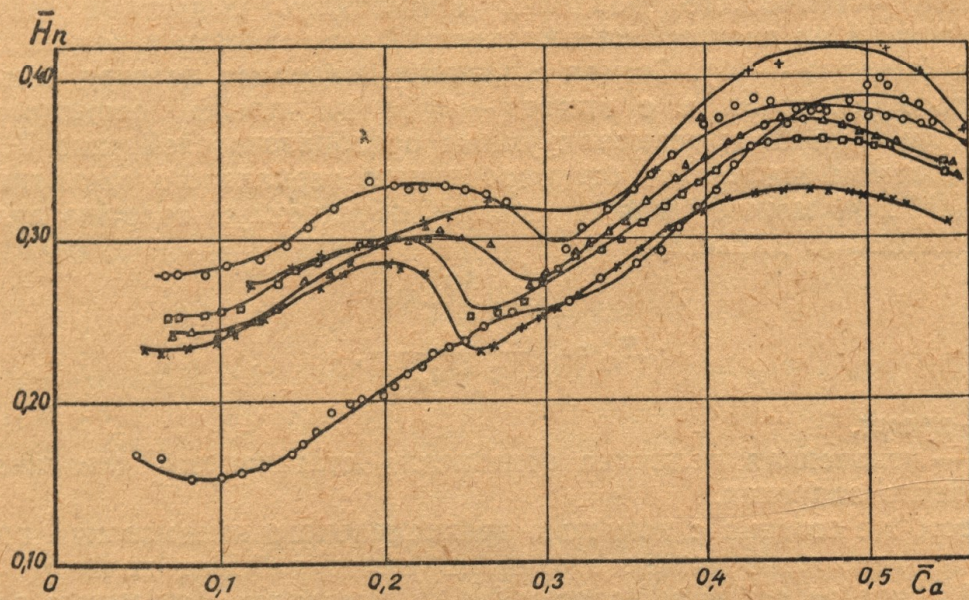


Рис. 2. Характеристики рабочего колеса при различных значениях щели.

Гладкая проточная часть: $\bigcirc-\bigcirc$; проточная часть с перепуском:
 $a=0$ $\times-\times$; $a=4$ мм $\diamond-\diamond$; $a=8$ мм $\triangle-\triangle$; $a=12$ мм $\square-\square$
 $a=16$ мм $\times-\times$.

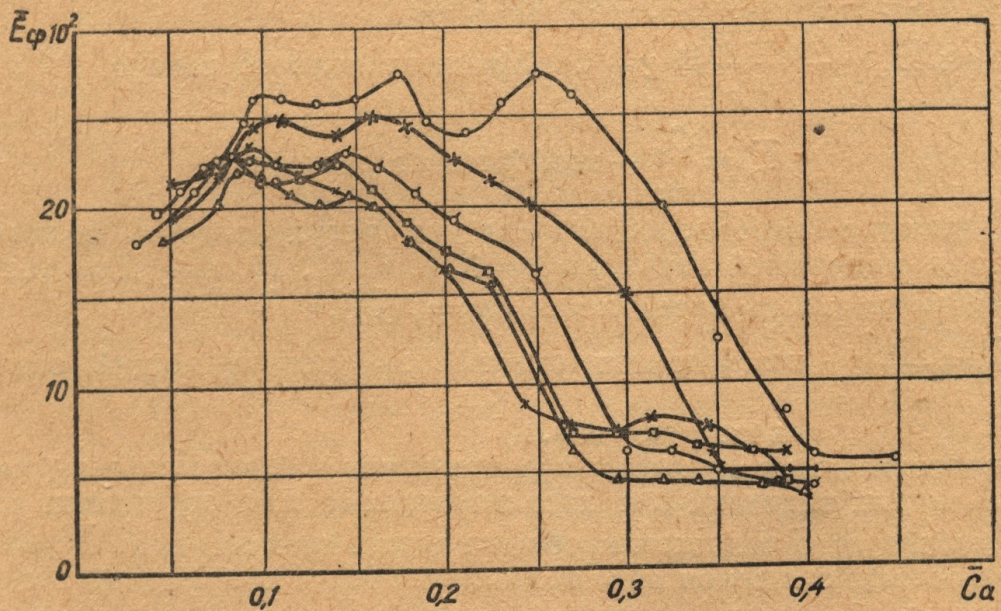


Рис. 3. Влияние перепуска на границу устойчивой работы (обозначения рис. 2).

смещению границы устойчивой работы в сторону меньших расходов. Дальнейшее увеличение a оказалось малоэффективным.

На рис. 4 проведено сравнение $\bar{E}_{cp} = f(\bar{C}_a)$ для варианта с $a=8$ мм и для ступени с гладкой проточной частью с привязкой к напорным характеристикам $\bar{H}_n = f(\bar{C}_a)$.

При $\bar{C}_a = 0,27$ коэффициент средней энергии пульсаций давления имел соответственно значения $\bar{E}_{cp} = 5,9 \cdot 10^{-2}$ и $\bar{E}_{cp} = 26,24 \cdot 10^{-2}$, т. е.

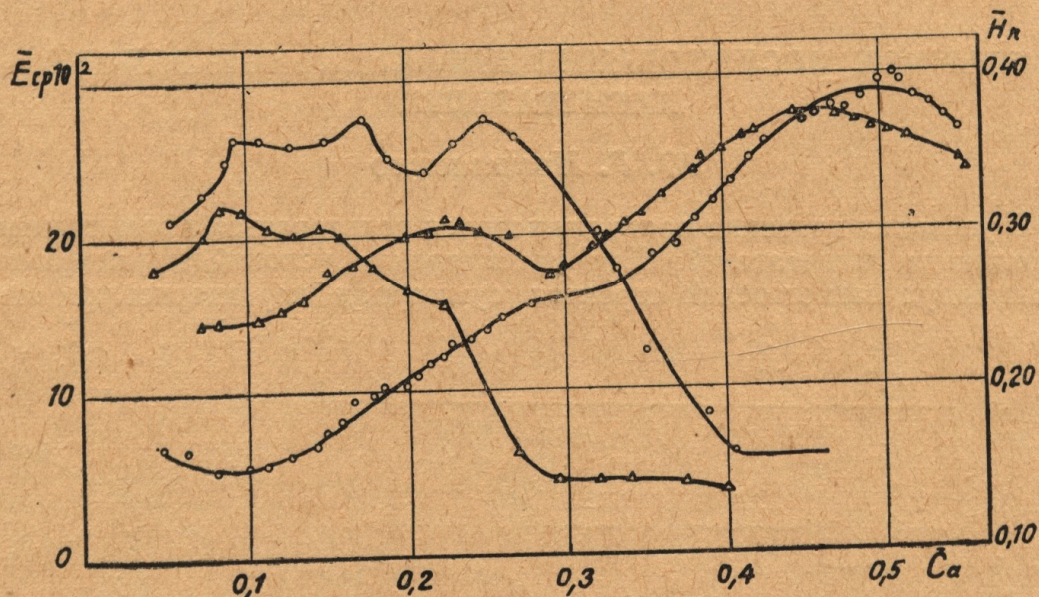


Рис. 4. Сравнение $\bar{E}_{cp} = f(\bar{C}_a)$ для гладкой проточной части и $a=8$ мм (обозначения рис. 2).

при одном и том же расходе коэффициент уменьшался примерно в 4,5 раза,

При одном и том же значении $\bar{E}_{cp} = 5,9 \cdot 10^{-2}$ начало развития нестационарных явлений сдвигалось по расходу соответственно $\bar{C}_a = 0,260$ ($a=8$ мм) и $\bar{C}_a = 0,388$, т. е. примерно в 1,5 раза. Таким образом, перепуск воздуха над концами лопаток рабочего колеса может рассматриваться как одно из возможных и при этом достаточно эффективных средств смещения границы устойчивой работы в сторону меньших расходов.

Очевидно такой перепуск может быть управляемым и, следовательно, не оказывать влияния на характеристику колеса в области устойчивых режимов.

ВЫВОДЫ

1. Опытные исследования подтвердили теоретические предположения о возможности задержки образования частичного вращающегося срыва при создании условий для возникновения кольцевого вихря.
2. Применение перепуска воздуха над рабочим колесом в проведенных опытах смещало границу устойчивой работы в сторону меньших расходов до 30%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ершов В. Н. ИВУЗ МВО СССР, «Авиационная техника», 1959, № 1.
2. Ершов В. Н. ИВУЗ МВО СССР, «Авиационная техника», 1960, № 1.
3. Ершов В. Н., Бутенко Е. П., Лисецкий Н. Л., Павленко Г. В. Энергомашиностроение, Машгиз, 1959, № 10.