

Расчет, уточняющий профиль БПП.

По выбранному профилю поршня в горячем состоянии находится профиль в холодном состоянии по методике [1] и корректируется трехмерная модель. В контактной задаче уже оперируем не аппроксимированной эллиптическими функциями БПП, а поверхностью поршня, заданной массивом точек, полученным из расчета деформированного состояния конечно-элементной модели.

Таким образом, предложенный метод позволяет проанализировать варианты рабочей поверхности поршня, обеспечивающие заданную задиростойкость при определенных уровнях форсировки. Метод остается "открытым" в плане использования уточ-

ненных эмпирических зависимостей для коэффициента трения. Все этапы расчета реализованы на базе известных программных продуктов - Design Space и MatCad, что делает предложенную выше методику профилирования БПП доступной и удобной в использовании.

Список литературы:

1. Профилирование юбок поршней. Кол.авт., М., «Машиностроение», 1973, 88с.
2. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн.2. Под ред. И.В. Крагельского и В. В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – 358с., ил.

УДК 621.436.052

Н.К. Рязанцев, д-р техн. наук, Ю.А. Анимов, канд. техн. наук, Г.И. Быбыч, инж., Л.И. Стремоухов, инж.

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЗАПАСА УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА НАДДУВА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Одним из основных требований, предъявляемых к компрессору системы наддува транспортного дизеля, является обеспечение его устойчивой работы на всех эксплуатационных режимах. Для сокращения трудозатрат и времени на создание нового двигателя анализ взаимного расположения расходной (гидравлической) характеристики дизеля и границы помпажа компрессора следует проводить на стадии проектирования. Такое аналитическое исследование можно провести с помощью следующей методики.

На рис. 1 на поле характеристик компрессора $\pi_K = f(G_{np}, U_{np})$ изображена расходная характеристика дизеля (AB) с крайними точками: (A) - режим номинальной мощности ($N_{ен}$) и (B) - режим максимального крутящего момента ($M_{кр. макс.}$).

Для прогнозирования запаса устойчивости компрессора на этих режимах внешней характеристики дизеля необходимо знать закон протекания границы помпажа компрессора. На основе проведенного анализа характеристик большого количества отечественных и зарубежных одноступенчатых центробежных компрессоров автором [1] показано, что в большом диапазоне изменения окружной скорости рабочего колеса $\bar{U}_2 = 0,7...1,0$, присущем работе компрессора с механической связью с дизелем, и, тем более, при свободном турбокомпрессоре, относительное изменение расхода воздуха вдоль границы неустойчивой работы определяется уравнением:

$$\bar{G}_{np} = \frac{G_{np}}{G_{np0}} = \left(\frac{0,37 + \pi_K^{\frac{K-1}{K}}}{0,37 + \pi_{K0}^{\frac{K-1}{K}}} \right)^{2,22} \cdot \sqrt{\frac{\pi_K^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\pi_{K0}^{\frac{K-1}{K}} - 1}} \quad (1)$$

При определении запаса устойчивости обычно применяют выражение [2]:

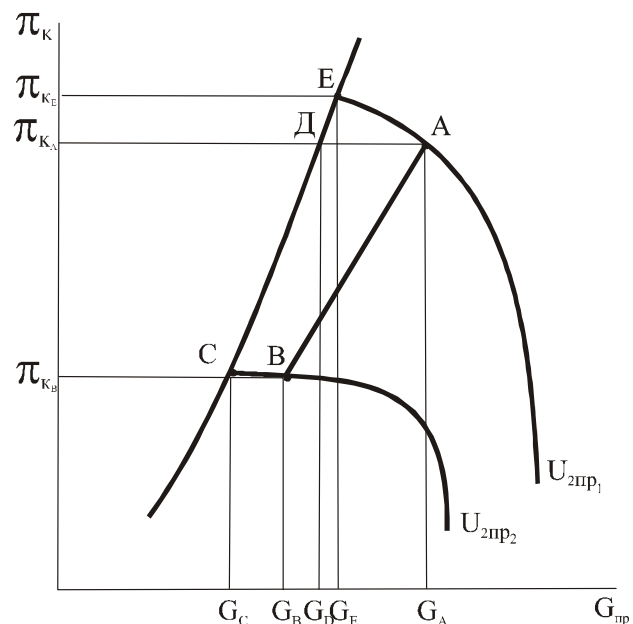


Рис 1. К определению условий совместной работы двигателя и компрессора

$$K_y = \left(\frac{\pi_{K_n}}{G_{np_n}} \cdot \frac{\pi_{K_p}}{G_{np_p}} \right) - 1. \quad (2)$$

где индексы n и p относятся к параметрам соответственно на границе помпажа и в рабочей точке.

На режиме $M_{кр\ max}$ напорно-расходная характеристика компрессора $\pi_K = f(G_{np})$ чаще всего имеет пологий вид, так что π_{K_n} и π_{K_p} незначительно отличаются друг от друга. В этом случае:

$$K_y = \frac{G_{np_n}}{G_{np_p}} - 1. \quad (3)$$

На режиме $N_{ен}$ у высокофорсированных дизелей, работающих с $\pi_K=3,0 \dots 4,0$, характеристики компрессора $\pi_K = f(G_{np})$ протекают более круто, в связи с чем на этом режиме работы может иметь место существенное различие в величинах π_{K_n} и π_{K_p} .

Можно показать, что и при высоком наддуве значения K_y , вычисленные по формулам (2) и (3) отличаются незначительно друг от друга даже при 10%-ном превышении π_{K_n} над π_{K_p} . Действительно, рассматривая на рисунке взаимное расположение рабочей точки А и границы помпажа компрессора, можно записать отношение запасов устойчивости, определенных по выражениям (2) и (3), в следующем виде:

$$\frac{K_{y(2)} + 1}{K_{y(3)} + 1} = \frac{\pi_{K_E} \cdot G_{np_A} \cdot G_{np_D}}{G_{np_E} \cdot \pi_{K_A} \cdot G_{np_A}} = \frac{\pi_{K_E} \cdot G_{np_A}}{\pi_{K_A} \cdot G_{np_E}}. \quad (4)$$

Используя уравнение (1), и учитывая, что $\pi_{K_D} = \pi_{K_A}$ выражение (4) запишется так:

$$\frac{K_{y(2)} + 1}{K_{y(3)} + 1} = \frac{\pi_{K_E}}{\pi_{K_A}} \left(\frac{0,37 + \pi_{K_A}^{\frac{K-1}{K}}}{0,37 + \pi_{K_E}^{\frac{K-1}{K}}} \right)^{2,22} \cdot \sqrt{\frac{\pi_{K_A}^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\pi_{K_E}^{\frac{K-1}{K}} - 1}}. \quad (5)$$

Расчеты по формуле (5) показывают, что при $\pi_{K_A}=3,0$ при 5%-ном отличии π_{K_E} от π_{K_A} , т.е.

$$\frac{\pi_{K_E}}{\pi_{K_A}} = 1,05 \quad \text{отношение} \quad \frac{K_{y(2)} + 1}{K_{y(3)} + 1} = 0,9995, \quad \text{а при} \quad \pi_{K_A} = 4,0 - 0,9983.$$

При 10%-ном отличии π_{K_E} от π_{K_A} и при $\pi_{K_A}=3,0$ это отношение равно 1,0007, а при $\pi_{K_A}=4,0$ - 1,0041.

Учитывая небольшое отличие в величинах K_y , определенных по выражениям (2) и (3), для упрощения исследований при анализе устойчивости компрессора в системе наддува дизеля можно пользоваться выражением (3).

Тогда, как следует из рисунка, отношение за-

пасов устойчивости на режимах $N_{ен}$ и $M_{кр\ max}$ равно:

$$\frac{K_{y_N}}{K_{y_M}} = \frac{\frac{G_A}{G_D} - 1}{\frac{G_B}{G_C} - 1} \quad (6)$$

или

$$\frac{K_{y_N} + 1}{K_{y_M} + 1} = \frac{G_A \cdot G_C}{G_D \cdot G_B}. \quad (7)$$

С учетом (1)

$$\frac{K_{y_N} + 1}{K_{y_M} + 1} = \frac{G_A}{G_B} \left(\frac{0,37 + \pi_{K_A}^{\frac{K-1}{K}}}{0,37 + \pi_{K_E}^{\frac{K-1}{K}}} \right)^{2,22} \cdot \sqrt{\frac{\pi_{K_A}^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\pi_{K_E}^{\frac{K-1}{K}} - 1}}. \quad (8)$$

В том случае, если при известных из расчета рабочего процесса дизеля параметрах наддува получится $\frac{K_{y_N} + 1}{K_{y_M} + 1} \leq 1$, то назначение минимального запаса

устойчивости компрессора следует осуществлять по режиму $N_{ен}$, а при $\frac{K_{y_N} + 1}{K_{y_M} + 1} > 1$ - по режиму $M_{кр\ max}$.

В первом случае минимально необходимый рабочий диапазон характеристик компрессора по расходу воздуха $\Delta G_{\min} = \frac{G_p - G_n}{G_n}$ на номинальном режиме работы дизеля будет определяться запасом устойчивости, назначаемым проектантом для этого режима, т.е.:

$$\Delta G_{\min} \geq K_{y_N}. \quad (9)$$

Во втором случае минимально необходимый рабочий диапазон характеристик компрессора на номинальном режиме будет зависеть уже от величины запаса устойчивости, назначенной проектантом для режима $M_{кр\ max}$ и будет определяться следующим выражением:

$$\Delta G_{\min} \geq (K_{y_M} + 1) = \frac{G_A}{G_B} \left(\frac{0,37 + \pi_{K_B}^{\frac{K-1}{K}}}{0,37 + \pi_{K_A}^{\frac{K-1}{K}}} \right)^{2,22} \cdot \sqrt{\frac{\pi_{K_B}^{\frac{K-1}{K}} - 1}{\pi_{K_A}^{\frac{K-1}{K}} - 1}} - 1. \quad (10)$$

Таким образом, изложенная методика расчетного исследования запаса устойчивости центробежного компрессора в системе наддува транспортного дизеля может быть использована при анализе взаимного расположения границы помпажа компрессора и гидравлической характеристики дизеля.

Список литературы:

1. Анимов Ю.А. Граница устойчивости работы центро-бежного компрессора для наддува ДВС//Двигателестроение.-1981.-№4.-с.28-30.
2. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие Б.П. Байков, В.Г. Бардуков, П.В. Иванов, Р.С. Дейч.-Л./Машиностроение.-1975.-20с.