

## ОТ РЕДАКЦИИ

Настоящим выпуском возобновляется издание „Научных Записок“ Харьковского Авиационного Института, прерванное временной эвакуацией Института.

Продолжая работу по подготовке инженерных кадров для авиационной промышленности, Институт в годы эвакуации вел значительную консультационную и научно-исследовательскую работу, направленную к максимальной помощи нашим оборонным заводам.

Блестящие победы руководимой Великим Сталиным героической Красной Армии освободили вторую столицу Украины — Харьков. Институт возвратился в родной город, и его коллектив приступил к восстановлению разрушенного и разграбленного фашистскими бандами.

Частью этих восстановительных работ является возобновление издания „Научных Записок“.

Ряд обстоятельств вынуждает редакцию в данное время ограничиться публикацией лишь части трудов, имеющих в ее портфеле, и сократить объем выпусков „Научных Записок“. В ближайшем будущем редакция сможет более полно отражать творческую работу коллектива ХАИ.

---

С настоящего выпуска вводится Страница информации. Цель ее — освещать отдельные моменты жизни ХАИ: текущую научно-исследовательскую работу кафедр института, работу по оказанию помощи в восстановлении промышленности и т. д.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Д. И. Костюк. Кинематический анализ привода нагнетателя М-105 . . . . .	5
1. Схема нагнетателя и определение числа его оборотов . . . . .	5
2. Кинематика механизма переключения . . . . .	6
3. Кинематика зубчатой передачи с одной эксцентрисно насаженной шестерней . . . . .	7
4. Процесс переключения . . . . .	9
5. Определение времени переключения . . . . .	11
6. Определение угла поворота ступенчатого вала мотора . . . . .	13
7. Линии зазора между зубцами шестерен $z_3$ и $z_4$ на процесс переключения . . . . .	15
8. Пример . . . . .	18
Дополнительные замечания . . . . .	19
Summary . . . . .	21
Страница информации . . . . .	22

# КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРИВОДА НАГНЕТАТЕЛЯ М-105

## 1. Схема нагнетателя и определение числа его оборотов

На фиг. 1 представлена схема нагнетателя:

$z_1$  — ведущая шестерня привода нагнетателя,

$z_2$  — ведомая шестерня, изготовленная заодно с промежуточным валиком нагнетателя,

$z_3$  — большая шестерня управления — шестерня свободного хода,

$z_4$  и  $z_5$  — двойная шестерня управления,

$z_6$  — шестерня-винт,

$z_7$  — зубчатый венец второй скорости,

$z_8$  — ведомая шестерня второй скорости,

$z_9$  — зубчатый венец первой скорости,

$z_{10}$  — ведомая шестерня первой скорости.

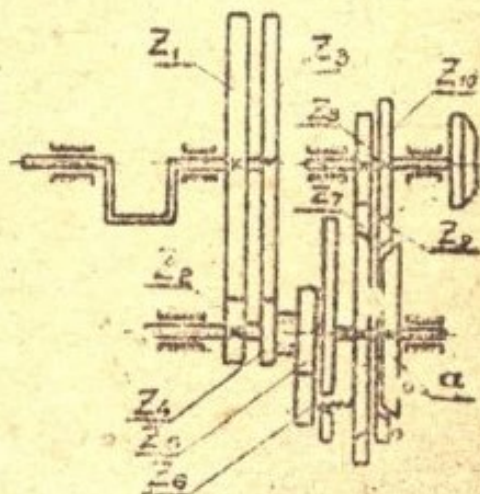
Число оборотов нагнетателя при включении на первую скорость:

$$n_{н1} = n_1 \cdot \frac{z_1 \cdot z_9}{z_2 \cdot z_{10}} = n_1 \cdot i_{21} \cdot i_{10} \cdot i_9 \quad (1)$$

Число оборотов нагнетателя при включении на вторую скорость:

$$n_{н2} = n_1 \cdot \frac{z_1 \cdot z_7}{z_2 \cdot z_8} = n \cdot i_{21} \cdot i_{87} \quad (2)$$

Переключение с первой скорости на вторую и обратно производится при помощи особого механизма управления, перемещающего в осевом направлении маховички „а“. Центробежной силой сегменты маховичков прижимаются либо к венцу  $z_7$ , либо к венцу  $z_9$ , вследствие чего последние увлекаются силой трения и передают вращение ведомым шестерням нагнетателя  $z_8$  или  $z_{10}$ .



Фиг. 1

## 2. Кинематика механизма переключения

Число оборотов промежуточного валика (шестерни  $z_2$ ):

$$n_2 = -n_1 \cdot i_{21}. \quad (3)$$

Число оборотов двойной малой шестерни управления:

$$n_{4-5} = -n_1 \cdot i_{43}. \quad (4)$$

Число оборотов шестерни винта  $z_6$  определится по формулы Виллиса:

$$\frac{n_6 - n_2}{n_4 - n_2} = -i_{65}$$

или, на основании (3) и (4):

$$\frac{n_6 + n_1 i_{21}}{-n_1 i_{43} + n_1 i_{21}} = -i_{65}$$

откуда:

$$n_6 = n_1 [i_{65} (i_{43} - i_{21}) - i_{21}]. \quad (5)$$

Число оборотов шестерни винта относительно внешнего диска, несущего гайку и закрепленного на промежуточном валике:

$$n_{6/2} = n_6 - n_2 = n_1 \cdot i_{65} (i_{43} - i_{21}). \quad (6)$$

Уравнение (6) показывает, что при  $i_{43} = i_{21}$ , т. е. при  $z_1 = z_3$  и  $z_2 = z_4$ , шестерня-винт не будет вращаться относительно гайки, а, следовательно, маховички также не будут перемещаться в осевом направлении.

Отсюда вытекает также, что неравномерность вращения коленчатого вала, отчего бы она ни происходила, не влияет на скорость переключения.

В рассматриваемом механизме неравенство  $i_{43} \neq i_{21}$  достигается и при наличии  $z_1 = z_3$  и  $z_2 = z_4$  эксцентричной посадкой на втулке шестерни  $z_4$ .

Необходимо отметить, что в действительности наличие равенств  $z_1 = z_3$  и  $z_2 = z_4$  еще не обеспечивает равенства  $i_{21} = i_{43}$  в любой момент времени, вследствие неточности изготовления профилей зубцов. Это утверждение подтверждается экспериментами с нагнетателями, имеющими центрально насаженную шестерню  $z_4$ ; такие нагнетатели также переключались, правда, за довольно продолжительное время.

Ввиду неопределенности этого фактора и весьма малого влияния его на скорость переключения, мы будем считать, что неравенство  $i_{43} \neq i_{21}$  происходит исключительно от эксцентричной посадки шестерни  $z_4$ .

### 3. Кинематика зубчатой передачи с одной эксцентрично насаженной шестерней.

Если в одной из двух шестерен с эвольвентным зацеплением и точно обработанными профилями расточить эксцентрично отверстие и в таком виде закрепить ее на валу, то при равномерном вращении центрально-закрепленной шестерни, закрепленная эксцентрично шестерня будет вращаться с переменной угловой скоростью, и наоборот.

Выведем соотношение между угловыми скоростями этих шестерен в зависимости от их основных параметров и эксцентриситета.

На фиг. 2 изображены дуги основных окружностей шестерен, проведенные радиусами  $r_1$  и  $r_2$ .

$O_1$  — центр основной окружности и вместе с тем ось вращения первой шестерни (центрально посаженной),

$O_2$  — ось вращения второй шестерни,

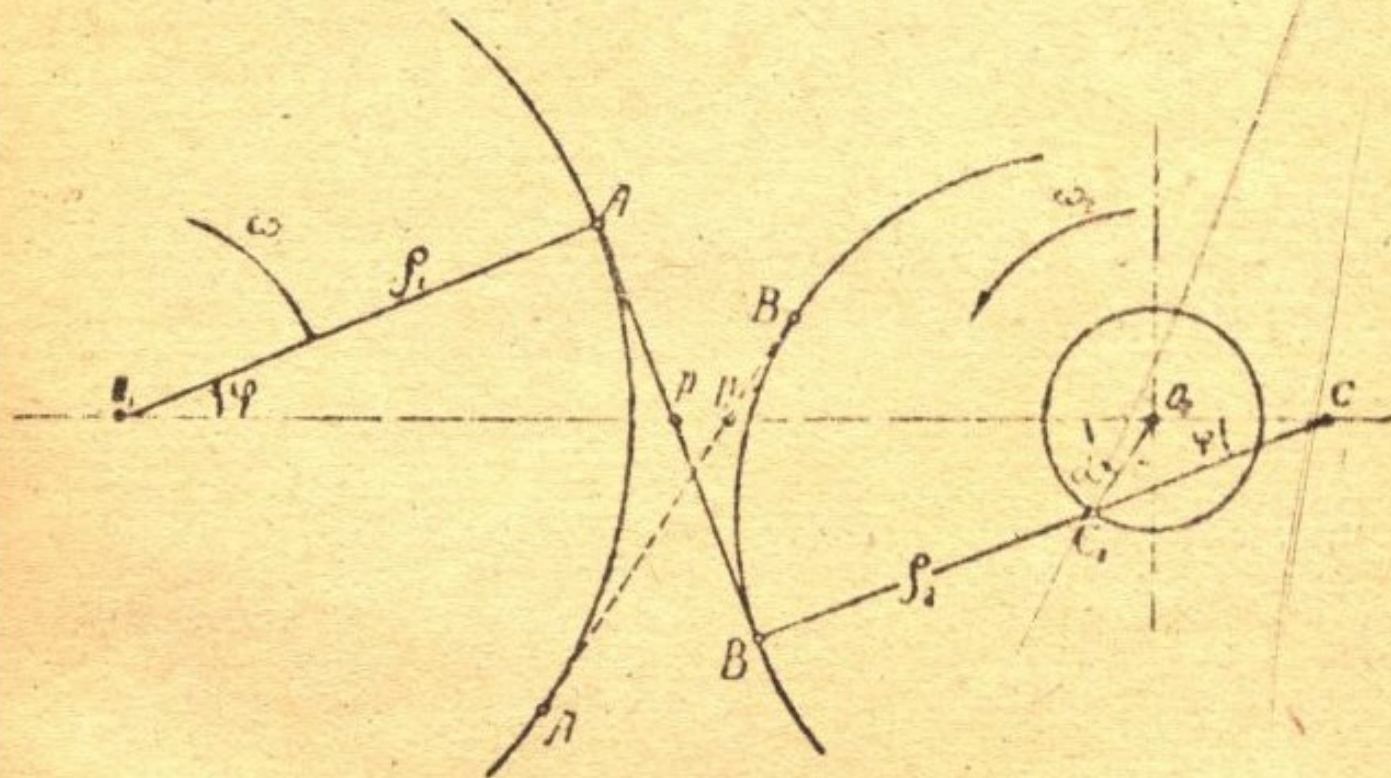
$C_2$  — центр основной окружности (центр колеса) второй шестерни,

$O_2C_2 = e$  — эксцентриситет,

$AB$  — общая касательная к основным окружностям, она же общая нормаль к соприкасающимся профилям,

$P$  — полюс зацепления,  $\gamma$  — угол зацепления,\*)

$\omega_1$  и  $\omega_2$  — угловые скорости шестерен в рассматриваемый момент.



Фиг. 2

Из теореме Виллиса имеем:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{O_1P}{O_2P} \quad (7)$$

\*) На фиг. 2 обозначено  $\gamma$ .

Обозначив угол поворота эксцентрично посаженной шестерни от начального положения, когда эксцентриситет совпадает с линией  $O_1O_2$ , через  $\alpha$ , считая ее ведомой, получим:

$$O_1P = \frac{\rho_1}{\cos \psi}, \quad (8)$$

и

$$O_2P = \frac{\rho_2 + e \cos(\alpha - \psi)}{\cos \psi}; \quad (9)$$

следовательно,

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\rho_1}{\rho_2 + e \cos(\alpha - \psi)}. \quad (10)$$

При  $\alpha = 90^\circ + \psi$  и  $270^\circ + \psi$ , т. е. при  $O_2C_2 \perp BC_2$ , уравнение (10) дает:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{z_1}{z_2}. \quad (11)$$

Отсюда вытекает, что при указанных положениях эксцентричной шестерни передача движения будет такой же, как и при центрально посаженных шестернях.

При  $\alpha = \psi$  из уравнения (10) получаем:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\rho_1}{\rho_2 + e}, \quad (12)$$

что соответствует  $\min i_{21}$ .

При  $\alpha = 180^\circ + \psi$  из этого же уравнения имеем:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\rho_1}{\rho_2 - e}, \quad (13)$$

что соответствует  $\max i_{21}$ .

Следовательно, при передаче равномерного вращения от первой (центрально посаженной) шестерни вторая (эксцентрично посаженная) шестерня в пределах изменения угла  $\alpha$  от  $90^\circ + \psi$  до  $270^\circ + \psi$  вращается с большей угловой скоростью, чем та угловая скорость, с которой она вращалась бы при центральной посадке, а в пределах изменения угла от  $270^\circ + \psi$  до  $90^\circ + \psi$  она вращается с меньшей угловой скоростью по сравнению с угловой скоростью  $\omega_2$  при центральной посадке.

Если вторая шестерня будет ведущая, то линия зацепления при том же направлении вращения изобразится в виде пунктирного отрезка  $A_1B_1$  при полюсе зацепления  $P_1$ . При тех же обозначениях получим соотношение между  $\omega_2$  и  $\omega_1$  в таком виде:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\rho_1}{\rho_2 + e \cos(\gamma - \psi)}. \quad (14)$$

В этом случае передача движения будет такая же, как и при центрально посаженных шестернях при  $\alpha = 90^\circ - \psi$  и  $\alpha = 270^\circ - \psi$ .

При равномерном вращении эксцентрично посаженной шестерни первая (центрально посаженная) шестерня во время, со-

ответствующее пределам изменения угла  $\alpha$  от  $90^\circ - \psi$  до  $270^\circ - \psi$ , будет вращаться с большей угловой скоростью, чем та угловая скорость, с которой она вращалась бы при центральной посадке ведущей шестерни, а в пределах изменения угла  $\alpha$  от  $270^\circ - \psi$  до  $90^\circ - \psi$  — с меньшей.  $\min i_{21}$  будет при  $\alpha = 90^\circ - \psi$ , а  $\max i_{21}$  при  $\alpha = 180^\circ - \psi$ .

#### 4. Процесс переключения

##### А. Переключение с первой скорости на вторую

Большая шестерня управления имеет свободный ход по вращению вала мотора.

Промежуточный вал, приводящийся в движение закрепленной на нем шестерней  $z_3$ , вращается всегда с угловой скоростью  $\omega_2 = -\omega_1 i_{21} = -\omega_1 \frac{z_1}{z_2}$ .

В период поворота малой шестерни управления  $z_4$  от  $90^\circ + \psi$  до  $270^\circ - \psi$  она будет вращаться быстрее промежуточного вала, вследствие принуждения ведущей ее шестерни, не имеющей в этом случае свободного хода против вращения вала мотора. Следовательно, шестерня  $z_4$  вместе с заблокированной с ней шестерней  $z_5$  в этот период будет проворачиваться относительно промежуточного вала, опережая его на угол, равный разности углов поворота шестерни и вала. Поворот шестерни  $z_5$  относительно промежуточного вала влечет за собой поворот шестерни-винта в данном случае по часовой стрелке (смотреть со стороны мотора). Так как винт имеет правый ход, то маховички фрикционов будут при этом перемещаться слева направо, т. е. в направлении переключения с первой скорости на вторую.

В период поворота шестерни  $z_4$  от  $270^\circ - \psi$  до  $90^\circ + \psi$  по выведенному нами закону в предыдущем параграфе, она должна вращаться медленнее промежуточного валика, но вследствие различных сопротивлений (плотная посадка на промежуточном вале, сопротивление шестерни винта) она будет вращаться синхронно с промежуточным валом, „опередит“ шестерню  $z_3$ , делается ведущей, поворачивая большую шестерню управления по свободному ходу. Изменение угловой скорости  $\omega_3$  будет происходить по уравнению (14). Следовательно, большая шестерня управления будет проворачиваться относительно вала мотора в период, соответствующий повороту  $z_4$  в пределах изменения угла  $\alpha$  от  $270^\circ - \psi$  до  $90^\circ - \psi$ . В период изменения угла  $\alpha$  от  $90^\circ - \psi$  до  $90^\circ + \psi$  шестерня  $z_4$  остается „нейтральной“: она вращается вместе с промежуточным валом, не передавая движения шестерни  $z_3$  и не находясь под ее воздействием.

С каждым оборотом шестерни  $z_4$  описанный процесс будет повторяться до переключения нагнетателя на вторую скорость.

При включении второй скорости большая шестерня управления доходит до упора на шестерне  $z_1$ , лишается свободного хода, вращаясь синхронно вместе с валом мотора. В таком положении шестерни  $z_4$  и  $z_5$  будут проворачиваться относительно промежуточного вала на малые углы (см. ниже) в том и другом направлении, заставляя шестерню-винт совершать колебательное движение относительно дисков; маховички при этом совершают весьма малые возвратно-прямолинейные перемещения вдоль оси вала, не нарушая сцепления фрикционов благодаря зазорам между ведущими болтами и втулками.

### В. Переключение со второй скорости на первую

Большая шестерня управления имеет свободный ход против вращения вала мотора.

В период изменения угла  $\alpha$  от  $90^\circ + \psi$  до  $270^\circ + \psi$  шестерня  $z_3$  должна вращаться быстрее промежуточного вала, но, лишенная воздействия шестерни  $z_4$ , вследствие ее свободного хода, вращается синхронно с валом, задерживая шестерню  $z_4$ , заставляя ее проворачиваться относительно оси вала мотора.

В период изменения угла  $\alpha$  от  $270^\circ + \psi$  до  $90^\circ - \psi$  синхронное движение шестерни  $z_4$  с промежуточным валом должно было бы вызвать вращение шестерни  $z_3$  с угловой скоростью большей угловой скорости вала мотора, но шестерня  $z_3$  имеет свободный ход лишь против вращения вала мотора, поэтому она будет задерживать шестерню  $z_4$  (зацепление происходит по пунктирной линии  $A_1B_1$ ), заставляя последнюю проворачиваться относительно промежуточного вала против его вращения. Поворот шестерни  $z_4$  относительно промежуточного вала влечет за собой поворот шестерни-винта против часовой стрелки, при этом маховички фрикционов будут перемещаться справа налево, т. е. в направлении переключения со второй скорости на первую.

В дальнейшем процесс происходит так же, как и при переключении с первой скорости на вторую.

### Выводы

а) При переключении с первой скорости на вторую осевое перемещение маховичков происходит при неравномерном повороте шестерни  $z_4$  на угол  $\alpha$  в пределах его изменения от  $90^\circ + \psi$  до  $270^\circ + \psi$ ; при равномерном вращении этой шестерни в пределах изменения угла  $\alpha$  от  $270^\circ + \psi$  до  $90^\circ - \psi$  большая шестерня управления проворачивается относительно вала мотора по свободному ходу (по направлению вращения вала мотора).

б) При переключении со второй скорости на первую осевое перемещение маховичков происходит при неравномерном враще-



нии шестерни  $z_{4-5}$  в пределах изменения угла от  $270^\circ + \psi$  до  $90^\circ - \psi$ ; при равномерном вращении этой шестерни в пределах изменения угла  $\alpha$  от  $90^\circ + \psi$  до  $270^\circ + \psi$  большая шестерня управления проворачивается относительно вала мотора по свободному ходу (против вращения вала мотора).

Полученные выводы справедливы для беззазорного зацепления. В данном механизме шестерни  $z_3$  и  $z_4$  могут быть в беззазорном зацеплении лишь при внутреннем положении эксцентриситета (точка  $C_2$  находится на линии  $O_1O_2$  между точками  $O_1$  и  $O_2$ ).

В моменты перехода шестерни  $z_4$  от функции „ведомой“ к функции „ведущей“ между ее зубцами и зубцами шестерни  $z_3$  обязательно будет зазор. Принимая этот зазор равным зазору при центрально насаженных шестернях, т. е. разности между шагом зацепления и суммой толщин зубцов по начальной окружности, легко определить угол поворота шестерни  $z_4$  для заполнения зазора.

Влияние зазора на процесс переключения рассматривается в § 7.

## 5. Определение времени переключения

### А. Переключение с первой скорости на вторую

Обозначим:  $\alpha$  — угол поворота шестерни  $z_4$  за время, соответствующее повороту шестерни  $z_{4-5}$  от  $90^\circ + \psi$  до  $270^\circ + \psi$ , то есть на угол  $\pi$ ,

$r_3$  и  $r_4$  — соответственно, радиусы основных окружностей шестерен  $z_3$  и  $z_4$ ,

$m$  — модуль шестерен  $z_3$  и  $z_4$ .

На основании уравнения (10) имеем:

$$\omega_3 r_3 = \omega_4 [r_4 - e \cos(\alpha - \psi)]$$

или

$$\omega_3 r_3 dt = \omega_4 dt [r_4 + e \cos(\alpha - \psi)].$$

но

$$\omega_3 dt = d\beta_3, \quad \omega_4 dt = d\alpha,$$

следовательно, считая  $\psi = \text{const}^*$ , получим:

$$\beta_3 r_3 = \int_{\pi}^{\pi} [r_4 + e \cos(\alpha - \psi)] d\alpha = r_4 \pi - 2e.$$

\*) Вследствие небольшого эксцентриситета угол зацепления меняется незначительно и при практических подсчетах вполне можно считать его постоянным.

$$\beta_3 = \frac{z_4 \pi - 2e}{p_3} = \frac{z_4 \pi - \frac{4e}{m \cos \psi}}{z_3} \quad (15)$$

тогда

$$i_{43} = \frac{\pi}{\beta_3} = \frac{\pi p_3}{\pi p_4 - 2e} = \frac{z_3}{z_4 - \frac{4e}{\pi m \cos \psi}} \quad (16)$$

Подставляя это значение в уравнение (6) при  $n_1 = \beta_3$ , получим угол поворота шестерни винта относительно гайки за один пульс, т. е. за один оборот шестерни  $z_{4-5}$  при зацеплении без зазора:

$$\vartheta_{n/2} = \beta_3 i_{43} \left( \frac{z_3}{z_4 - \frac{4e}{\pi m \cos \psi}} - i_{21} \right) = \frac{z_4 \pi - \frac{4e}{m \cos \psi}}{z_3} \cdot \frac{z_3}{z_6} \left( \frac{z_3}{z_4 - \frac{4e}{\pi m \cos \psi}} - \frac{z_1}{z_2} \right) \quad (17)$$

Обозначим:

$t_1$ —время переключения с первой скорости на вторую в сек.,

$h$ —ход винта,

$s$ —осевое перемещение маховичков, необходимое для переключения с первой скорости на вторую и обратно.

Число оборотов шестерни-винта, необходимое для переключения, равно  $\frac{s}{h}$ , а число пульсов —  $\frac{s 2\pi}{h \beta_{e/2}}$ .

Время одного пульса  $\frac{60}{n_1 \cdot \frac{z_1}{z_2}}$  сек. (Время одного оборота шестерни  $z_4$  приравнено времени одного оборота промежуточного валика, что вносит весьма небольшую погрешность).

Следовательно,

$$t_1 = \frac{60 z_2}{n_1 z_1} \cdot \frac{2\pi s}{h \beta_{e/2}} \quad (18)$$

или, на основании уравнения (17):

$$t_1 = \frac{120 \pi s z_2 z_3}{n_1 z_1 \left( \pi z_4 - \frac{4e}{m \cos \psi} \right) \left( \frac{z_3}{z_4 - \frac{4e}{\pi m \cos \psi}} - i_{21} \right) z_6} \quad (19)$$

### В. Переключение со второй скорости на первую

Зависимость между углами и скоростями шестерен  $z_3$  и  $z_4$  в данном случае выражается уравнением (14), на основании которого имеем:

$$\omega_3 p_3 = \omega_1 \left[ p_4 + e \cos(\alpha + \psi) \right]$$

или

$$\beta_3' \rho_3 = \int_{\frac{3\pi}{2} + \psi}^{\frac{5\pi}{2} - \psi} [\rho_4 + e \cos(x + \psi)] dx = \rho_4 (\pi - 2\psi) + 2e \cos^2 \psi,$$

откуда

$$\beta_3' = \frac{\rho_4 (\pi - 2\psi) + 2e \cos^2 \psi}{\rho_3} = \frac{z_4 (\pi - 2\psi) + \frac{4e \cos \psi}{m}}{z_3};$$

тогда

$$i_{43} = \frac{\pi - 2\psi}{\beta_3'} = \frac{(\pi - 2\psi) z_3}{z_4 (\pi - 2\psi) + \frac{4e \cos \psi}{m}} = \frac{z_3}{z_4 + \frac{4e \cos \psi}{m(\pi - 2\psi)}}. \quad (20)$$

Относительный угол поворота за один пульс:

$$\beta_{6/2}' = \frac{z_4 (\pi - 2\psi) + \frac{4e \cos \psi}{m}}{z_3} \cdot \frac{z_1}{z_2} \left[ \frac{z_3}{z_4 + \frac{4e \cos \psi}{m(\pi - 2\psi)}} - \frac{z_2}{z_1} \right]. \quad (21)$$

Время переключения со второй скорости на первую по уравнениям (18) и (21):

$$t_2 = \frac{120 \pi s z_2}{\ln_1 z_1 \beta_{6/2}'} \quad (22)$$

или

$$t_2 = \frac{120 \pi s z_2 z_1 z_3}{\ln_1 z_1 z_3 \left[ z_4 (\pi - 2\psi) + \frac{4e \cos \psi}{m} \right] \left[ \frac{z_3}{z_4 + \frac{4e \cos \psi}{m(\pi - 2\psi)}} - \frac{z_2}{z_1} \right]} \quad (23)$$

Уравнения (18) и (22) или (19) и (23) дают время переключения при беззоровом зацеплении шестерен  $z_3$  и  $z_1$ .

## 6. Определение угла поворота шестерни $z_1$ относительно вала мотора во время свободного хода (угол между зубами на шестерне $z_1$ )

Свободный ход шестерни  $z_1$  имеет при переключении с первой скорости на вторую во время равномерного вращения шестерни  $z_4$  в пределах измерения угла  $\alpha$  от  $270 + \psi$  до  $90 - \psi$ .

Обозначив угол поворота шестерни  $z_1$  за это время через  $\gamma_1$ , на основании уравнения (14) будем иметь:

$$\gamma_1 = \int_{\frac{3\pi}{2} + \psi}^{\frac{5\pi}{2} - \psi} [\rho_1 + e \cos(x - \psi)] dx = \rho_1 (\pi - 2\psi) + 2e \cos^2 \psi,$$

откуда

$$\gamma_3 = \frac{\rho_4 (\pi - 2\psi) + 2e \cos^2 \psi}{\rho_3} = \frac{z_4 (\pi - 2\psi) + \frac{4e \cos \psi}{m}}{z_3} \quad (24)$$

Угол поворота шестерни  $z_3$  относительно вала мотора за один пульс:

$$\gamma_{3/1} = \gamma_3 - \gamma_1 = \frac{z_4 (\pi - 2\psi) + \frac{4e \cos \psi}{m}}{z_3} - \frac{z_2}{z_1} (\pi - 2\psi). \quad (25)$$

При  $z_1 = z_3$  и  $z_4 = z_2$  уравнение (25) принимает вид:

$$\gamma_{3/1} = \frac{4e \cos \psi}{z_1 m} \quad (26)$$

Так как число пульсов равно  $\frac{s2\pi}{h\beta_0/2}$ , то угол между упорами должен быть

$$\theta_{1-2} = \gamma_{3/1} \cdot \frac{2\pi s}{h\beta_0/2} \quad (27)$$

При переключении со второй скорости на первую свободный ход шестерня  $z_3$  имеет во время вращения шестерни  $z_4$  в пределах изменения угла  $\alpha$  от  $90^\circ + \psi$  до  $270^\circ + \psi$ . Зацепление происходит по линии АВ, следовательно, имеем:

$$\gamma'_3 \rho_3 = \int_{\frac{\pi}{2} + \psi}^{\frac{3\pi}{2} + \psi} [r_4 + e \cos(\alpha - \psi)] d\alpha = \rho_4 \pi - 2e,$$

откуда

$$\gamma'_3 = \frac{\rho_4 \pi - 2e}{\rho_3} = \frac{z_4 \pi - \frac{4e}{m \cos \psi}}{z_3}$$

а

$$\gamma'_{3/1} = \frac{4e}{z_1 m \cos \psi} \quad (28)$$

Угол между упорами в этом случае определится по уравнению:

$$\theta_{2-1} = \gamma'_{3/1} \frac{2\pi s}{h\beta_0/2} \quad (29)$$

Упоры нужно ставить под углом, равным большему значению из полученных по уравнениям (27) и (29). Эти уравнения выведены также без учета зазора между зубцами.

## 7. Влияние зазора между зубцами шестерен $z_3$ и $z_4$ на процесс переключения

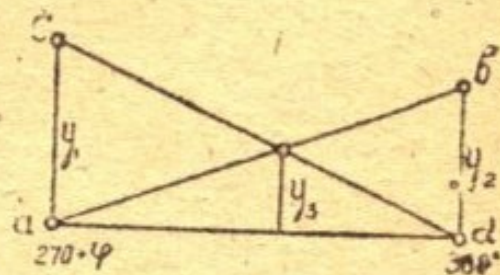
### А. Переключение с первой скорости на вторую

Перед начальным моментом каждого пульса переключения с первой скорости на вторую шестерня  $z_3$  движется замедленно ( $\omega_{3\max}$  при  $\alpha = -\psi$ ). Силы инерции действуют по свободному ходу этой шестерни и приводят в соприкосновение боковые профили, соответствующие линии зацепления АВ (фиг. 2). В таком виде шестерни  $z_3$  и  $z_4$  проходят „нейтральную“ зону, соответствующую повороту колеса  $z_4$  в пределах изменения угла  $\alpha$  от  $90^\circ - \psi$  до  $90^\circ + \psi$ ; следовательно, угол  $\gamma_{3/1}$  увеличится на величину угла поворота шестерни  $z_3$  для заполнения зазора; вращение шестерни  $z_4$  относительно промежуточного валика начнется точно при  $\alpha = 90^\circ + \psi$  и окончится при  $\alpha = 270^\circ + \psi$ .

В этот момент (при  $\alpha = 270^\circ + \psi$ ) шестерня  $z_3$  вращается равномерно и для перехода с линии зацепления АВ на линию зацепления  $A_1B_1$  шестерня  $z_4$  должна прежде повернуться на угол заполнения зазора, после чего она будет воздействовать на шестерню  $z_3$ , поворачивая ее по свободному ходу относительно вала мотора. Заполнение зазора здесь происходит: 1) вследствие отставания шестерни  $z_3$ , которая была ведущей, а с этого момента должна быть ведомой и вращаться ускоренно, находясь под воздействием шестерни  $z_4$ , но она лишена этого воздействия до заполнения зазора, и 2) вследствие уменьшения самого зазора благодаря приближению эксцентриситета к совпадению с  $O_1O_2$ .

Таким образом, поворот шестерни  $z_3$  относительно вала мотора начнется не с момента, соответствующего  $\alpha = 270^\circ + \psi$ , а несколько позже, что повлечет за собой некоторое уменьшение угла  $\gamma_{3/1}$  по сравнению с вычисленным по формуле (26).

Для определения этой поправки, сделаем допущение\*), что оба вышеуказанных фактора влияют на заполнение зазора линейно, т. е. изменение зазора вследствие отставания колеса  $z_3$  происходит по прямой  $ab$ , а вследствие изменения положения эксцентриситета по прямой  $cd$  (фиг. 3).



Фиг. 3

На фигуре 3 ордината  $y_1 = ac$  выражает потребный угол поворота колеса  $z_3$  относительно промежуточного вала для заполнения зазора между зубцами существующего в положении при  $\alpha = 270^\circ + \psi$ ; ордината  $y_2 = db$  выражает угол  $\gamma_{3/1}$  при изменении  $\alpha$  от  $270^\circ + \psi$  до  $360^\circ$ . Следовательно, ордината  $y_3$  и будет выражать искомую поправку.

\*) Сделанное допущение влечет за собой ничтожную ошибку, не имеющую практического значения.

Но

$$\frac{y_3}{y_1} = \frac{y_2 - y_3}{y_2}$$

откуда

$$y_3 = \frac{y_1 y_2}{y_1 + y_2} \quad (30)$$

Обозначим окружной зазор через  $S$  и примем его для момента, соответствующего  $\alpha = 270^\circ + \psi$ , равным шагу зацепления, уменьшенному на сумму толщин зубцов:

$$S = t - (C_3 + C_4); \quad (31)$$

тогда

$$y_1 = \frac{2S}{z_3 m} = \frac{2[t - (C_1 + C_2)]}{z_3 m} \quad (32)$$

Ордината  $y_2$  выражает угол равный  $\frac{1}{2} \gamma_{3/1}$ , следовательно,

$$y_2 = \frac{\gamma_{3/1} S}{z_3 m \left( \frac{2S}{z_3 m} + \frac{\gamma_{3/1}}{2} \right)} = \frac{2 \gamma_{3/1} S}{4S + \gamma_{3/1} z_3 m} \quad (33)$$

Таким образом, с учетом влияния зазора угол  $\gamma_{3/1}$  за один пульс получается равным

$$\gamma_{3/1} = \frac{4e \cos \psi}{z_3 m} + \frac{2S}{z_3 m} - \frac{2 \gamma_{3/1} S}{4S + \gamma_{3/1} z_3 m} \quad (34)$$

Угол  $\beta'_{6/2}$  остается таким же, как и при зацеплении без зазора, т. е. определяется по уравнению 17.

### В. Переключение со второй скорости на первую

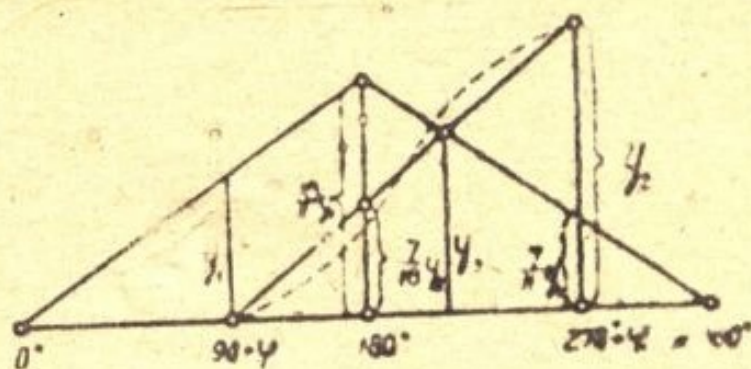
Перед начальным моментом ( $\alpha = 270^\circ + \psi$ ) каждого пульса переключения со второй скорости на первую шестерня  $z_3$  вращается ускоренно ( $\min \omega_3$  при  $\alpha = 180^\circ + \psi$ ). Силы инерции направлены против ее вращения, т. е. по свободному ее ходу, и к начальному моменту дополнительно поворачивают ее на угол заполнения зазора, приводя в соприкосновение боковые профили, соответствующие линии зацепления  $A_1B_1$  (фиг. 2). Поэтому пульс переключения начнется точно в начальный момент ( $\alpha = 270^\circ + \psi$ ) и окончится при  $\alpha = 90^\circ - \psi$ . Следовательно, угол  $\beta'_{6/2}$  останется такой же, как и при беззазорном зацеплении.

В период изменения угла  $\alpha$  от  $90^\circ - \psi$  до  $90^\circ + \psi$  шестерня  $z_4$  останется нейтральной. С момента, соответствующего углу

$\alpha = 90^\circ + \psi$ , начнется заполнение зазора по линии  $mn^*$ ) (фиг. 4), зазор же изменяется по линии  $def$ . Ордината  $y_3$  будет выражать поправку в угле поворота шестерни  $z_3$  относительно вала мотора.

При  $\psi = 20^\circ$  из фиг. 4 находим:

$$\frac{y_2 - \frac{7}{11} y_1}{\frac{18}{11} y_1 - \frac{7}{18} y_2} = \frac{y_2 - y_3}{y_3 - \frac{7}{18} y_2}$$



Фиг. 4

откуда

$$y_3 = \frac{275 y_1 y_2}{121 y_2 - 198 y_1} \quad (35)$$

где  $y_1 = \frac{2S}{z_{3m}}$  и  $y_2 = \gamma_{31}$ .

(Угол  $\gamma_{31}$  определяется по уравнению 28). Следовательно,

$$y_1 = \frac{550 S \gamma_{31}}{z_{3m} \left( 121 \gamma_{31} - 198 \frac{2S}{z_{3m}} \right)} = \frac{0,716 S}{11,17 m - 39 S} \quad (36)$$

Таким образом с учетом влияния зазора  $\gamma_{31}$  за один нуль получается равным:

$$z_{31} = \frac{10}{z_{3m} \gamma_{31}} + \frac{2S}{z_{3m}} = \frac{59,14 S}{11,17 m - 39 S} \quad (37)$$

Не делая допущения о заполнении зазора по прямолинейному закону, задачу об определении  $y_3$  пришлось бы решать графически построением соответственных кривых вместо прямых  $ab$ ,  $cd$ ,  $def$  и  $mn$ , так как аналитическое решение этой задачи весьма сложно.

\* В действительности заполнение зазора идет происходить по синусоиде, показанной на фиг. 4 пунктиром.

## 8. Пример

Произвести кинематический анализ привода нагнетателя по таким данным:

$z_1 = 50$	$m_1 = 2,5$	$e = 0,75$ мм
$z_2 = 14$	$m_2 = 2,5$	$\psi = 20^\circ$
$z_3 = 50$	$m_3 = 2,5$	$S = 3,5$ мм
$z_4 = 14$	$m_4 = 2,5$	$h = 1$ мм
$z_5 = 28$	$m_5 = 1,5$	$n_1 = 2700$ об/м
$z_6 = 16$	$m_6 = 1,5$	толщина зубца $z_1$ по нач.
$z_7 = 59$	$m_7 = 2,0$	окр. $C_4 = 3,3$ мм
$z_8 = 21$	$m_8 = 2,0$	толщина зубца $z_3$ по нач.
$z_9 = 55$	$m_9 = 2,0$	окр. $C_3 = 3,7$ мм
$z_{10} = 25$	$m_{10} = 2,0$	

Число оборотов нагнетателя при включении на первую скорость по уравнению (1):

$$n_{H1} = 2700 \frac{50 \cdot 55}{14 \cdot 25} \cong 21300 \text{ об/м.}$$

Число оборотов нагнетателя при включении на вторую скорость по уравнению (2):

$$n_{H2} = 2700 \frac{59 \cdot 59}{14 \cdot 21} \cong 27100 \text{ об/м.}$$

Угол поворота шестерни-винта относительно гайки за один пульс при безззорном зацеплении по уравнению (17):

$$\beta_{6,2} = \frac{14 \cdot 3,14 - \frac{4 \cdot 0,75}{2,5 \cdot 0,94}}{50} \cdot \frac{28}{16} \cdot \left( \frac{50}{14 - \frac{4 \cdot 0,75}{2,5 \cdot 3,14 \cdot 0,94}} - \frac{50}{14} \right) = 0,154.$$

Время переключения с первой скорости на вторую по уравнению (18):

$$t_{1-2} = \frac{60 \cdot 14 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 3,5}{2700 \cdot 50 \cdot 1 \cdot 0,154} = 0,9 \text{ сек.}$$

При переключении со второй скорости на первую  $\beta'_{6,2}$  определится по уравнению (21):

$$\beta'_{6,2} = \frac{14 \cdot (3,14 - \frac{40\pi}{180}) + 4 \cdot 0,3 \cdot 0,91}{50} \cdot \frac{28}{16} \times$$

$$\times \left[ \frac{50}{14 + \frac{4 \cdot 0,75 \cdot 0,91}{2,5 \cdot (3,14 - \frac{40\pi}{180})}} - \frac{50}{14} \right] = -0,124$$



Время переключения со второй скорости на первую по уравнению (22):

$$t_{2-1} = \frac{120 \cdot 3,14 \cdot 3,5 \cdot 14}{1 \cdot 2700 \cdot 50 \cdot 0,124} = 1,11 \text{ сек.}$$

В действительности время переключения в обоих случаях будет больше, вследствие проскальзывания фрикционных в начальный момент включения.

Угол между упорами при переключении с первой скорости на вторую определится по уравнению (27), в которое необходимо вместо  $\gamma_{3/1}$  подставить  $\gamma_{3/1}^{\text{заз}}$ , определенный по уравнению (34):

$$\gamma_{3/1}^{\text{заз}} = \frac{4 \cdot 0,75 \cdot 0,94}{50 \cdot 2,5} + \frac{2 \cdot 0,85}{50 \cdot 2,5} - \frac{2 \cdot 0,0226 \cdot 0,85}{0,85 + 0,0226 \cdot 50 \cdot 2,5} = 0,03,$$

следовательно,

$$\theta_{1-2} = 0,03 \cdot \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 3,5}{1 \cdot 0,154} = 4,28 = 246^\circ.$$

При переключении со второй скорости на первую угол между упорами определится по уравнению (29), в которое необходимо вместо  $\gamma_{3/1}$  подставить  $\gamma_{3/1}^{\text{заз}}$ , определенный по уравнению (37):

$$\gamma_{3/1}^{\text{заз}} = \frac{4 \cdot 0,75}{50 \cdot 2,5 \cdot 0,94} + \frac{2 \cdot 0,85}{50 \cdot 2,5} - \frac{50 \cdot 0,0255 \cdot 0,85}{11 \cdot 0,255 \cdot 50 \cdot 2,5 + 36 \cdot 0,85} = 0,0231;$$

таким образом

$$\theta_{2-1} = 0,0231 \cdot \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 3,5}{1 \cdot 0,124} = 4,1 = 236^\circ.$$

### Дополнительные замечания

Для полного изучения привода к нагнетателю М-105, представляющего большой интерес для всякого конструктора-авиамоторостроения, необходимо дополнить кинематический анализ разрешением некоторых вопросов синтеза, а также динамическим анализом.

К синтезу относится определение рационального зазора между зубцами шестерен  $z_3$  и  $z_4$ , а также эксцентриситета шестерни  $z_4$ .

Динамический анализ даст возможность рационального выбора весов маховиков-фрикционных, что повлечет минимальный и более равномерный износ их и уточнит вычисление времени переключения с одной скорости на другую.

Заранее можно сказать, что аналитическое решение вопроса о нахождении рациональных величин  $s$  и  $e$  встретит некоторые трудности.

Рационально выбранные зазор и эксцентриситет должны удовлетворять таким условиям:

1. Углы  $\theta_{1,2}$  и  $\theta_{2,1}$  должны быть равны.

2. При внутреннем расположении эксцентриситета, совпадающем с линией центров  $O_1O_2$ , зацепление шестерен  $z_3$  и  $z_4$  должно быть без окружного зазора.

Равенство углов  $\theta_{1,2}$  и  $\theta_{2,1}$  приводит к такому соотношению:

$$\frac{r_{3/1}'}{r_{6/2}'} = \frac{r_{3/1}''}{r_{6/2}''}$$

Подставляя в это соотношение значения из уравнений (17), (21), (34) и (37), после незначительных преобразований получим:

$$\begin{aligned} & \left( \frac{2e}{\cos \psi} + s - \frac{25se}{11e + 9 \cos \psi} \right) \left( \pi - \frac{4e}{m \cos \psi} \right) \left( \frac{z_3}{z_4 - \frac{4e}{\pi m \cos \psi}} - \frac{z_1}{z_2} \right) = \\ & = \left( 2e \cos \psi + s - \frac{se \cos \psi}{s + e \cos \psi} \right) \left[ z_4 (\pi - 2\psi) + \frac{4e \cos \psi}{m} \right] \left[ \frac{z_3}{z_4 + \frac{4e \cos \psi}{m(\pi - 2\psi)}} - \frac{z_1}{z_2} \right]. \end{aligned}$$

Таким образом, зависимость между  $s$  и  $e$ , удовлетворяющая первому условию, выражается уравнением пятой степени.

Зависимость между  $s$  и  $e$ , удовлетворяющая второму условию, будет еще более сложная. Отсюда ясны те трудности, с которыми придется столкнуться при решении таких двух уравнений с двумя неизвестными.

Вопросы динамического анализа будут гораздо проще. Здесь затруднение вызовет лишь правильный выбор коэффициента трения.

Наиболее целесообразным было бы опытное определение этого коэффициента при различных скоростях скольжения, которые возможны на поверхностях соприкосновения фрикционов.

Поступило в редакцию 5. III. 1944

## THE KINEMATIC ANALYSIS OF THE DRIVE OF THE SUPERCHARGER M-105

(Summary)

The drive of the supercharger M-105 is a two-step gearing — up set which gives to the supercharger 21300 r. p. m. on the first step and 27100 r. p. m. on the second, the number of r. p. m. of the crank-shaft being  $n_2 = 2700$  r. p. m.

The changing — over from one speed to the other is effected by means of an epicyclic gear in consequence of the eccentric setting of the pinion  $z_4$  on the hub what involves the variable gear — ratio between pinions  $z_3$  and  $z_4$ .

The relation between  $\omega_3$  and  $\omega_4$  is given by the equations (16) and (14).

On the basis of these relations are derived the expressions for the angles of rotation of pinion-screws relative to the during one pulse while changing-over from the first speed to the second, and vice-versa. This enabled us to define the time of the changing-over from one speed to the other (equations 19 and 22).

From the equations (10) and (14) we can also define the angle between the stops on the pinion  $z_1$  (equations 27 and 29).

While deriving the equations 27 and 29 it was supposed that the gearing — in of the pinions  $z_1$  and  $z_3$  was without clearance which is impossible in reality. The influence of the clearance is given by the equations 34 and 37.

## Страница информации

### Научно-техническая конференция ХАИ

С 6-го по 9-е декабря проводила свою работу научно-техническая конференция кафедр Харьковского Авиационного Института. Ранее в Институте имели место конференции узкого характера, например, кафедрой математики была проведена с участием ученых г. Харькова конференция по ряду вопросов математики и ее приложений в аэродинамик, декабрьская же конференция является первой в ХАИ конференцией широкого характера, представившей специальные и часть общетехнических кафедр. Программа конференции дает представление об объеме и направлении ее работ:

#### *Первый день — 6. XII — Пленарное заседание*

Научно-исследовательская работа в ХАИ. Зам. директора по НУЧ, доцент канд. техн. наук Р. В. Пихтовников.

Оперативно-тактические требования к авиации в свете опыта Отечественной войны. Полковник А. Г. Андронов.

#### *Второй день — 7. XII — Объединенное заседание секций*

О применении чебышевских методов наилучшего приближения функций к некоторым вопросам динамики машин. Профессор доктор физ.-матем. наук Я. Л. Геронимус.

Требования, предъявляемые к специальному оборудованию самолетов. Гвардии полк. майор Н. И. Товстуха.

Копировальные механизмы для обработки открытых фасонных поверхностей. Доцент канд. техн. наук М. Б. Тумаркин.

Кинематический анализ привода нагнетателя М-105. Доцент канд. техн. наук Д. И. Костюк.

#### *Третий день — 8. XII — День работы секций*

##### *Секция авиамоторостроения*

Развитие и современное состояние авиационных двигателей. Доцент канд. техн. наук И. П. Голдаев.

Испытание режущих свойств инструмента скоростным методом торцевого точения. Ст. преподаватель М. М. Ламм.

Гидравлическое исследование системы газораспределения мотора М-105. Канд. техн. наук Г. Ф. Подольский.

Перевод нефтяного двухтактного дизеля на газогенераторное топливо. Инженер А. Е. Потапенко.

### *Секция самолетостроения*

Акустическое поле при больших скоростях источника звука (к проблеме бесшумного самолета). Доцент Л. В. Устиненко.

Проблема устойчивости при глубокой вытяжке листового металла. Доцент канд. техн. наук Р. В. Пихтовников.

Кинестатический анализ и синтез убирающихся шасси. Доцент канд. техн. наук Д. И. Костюк.

О новых методах агрегатной сборки в массовом производстве самолетов. Инженер С. И. Кузьмин.

### *Секция общетехническая*

Об альтернирующих произведениях дифференциалов. Проф. доктор физ.-матем. наук Г. И. Дринфельд.

Об эффективном построении некоторых систем ортополиномов. Доцент канд. физ.-матем. наук М. С. Шун.

Влияние магнитного поля на разряд при низком давлении. Доцент канд. физ.-матем. наук И. Я. Милиц.

О некоторых неравенствах в теории псевдоположительных и ограниченных функций. Проф. доктор физ.-матем. наук Я. Л. Геронимус.

Об одном характеристическом свойстве лгстатической группы Ли. Проф. доктор физ.-матем. наук Г. И. Дринфельд.

О движении частиц в поле  $F = a \times R$ . Проф. доктор физ.-матем. наук М. И. Корсунский.

### *Четвертый день--9.XII--Пленарное заседание*

Контактная задача в технике. Проф. доктор техн. наук Б. С. Ковальский.

Восстановление летной материальной части ВВС в условиях войны. Доцент канд. техн. наук майор И. Н. Гончаров.

Деление ядер урана и проблема использования атомной энергии. Проф. доктор физ.-матем. наук М. И. Корсунский.

Доклады вызвали значительный интерес и обмен мнениями среди работников кафедр Института и гостей--профессоров и доцентов ВТУЗов и инженеров заводов. В выступлениях отмечались оригинальность и большое прикладное значение ряда доложенных работ. Принято решение о созыве 2-ой научно-технической конференции ХАИ в 1945 году.

Материалы конференции будут опубликованы в „Научных Записках“.

Из приказа № 613 Народного Комиссара Авиационной  
Промышленности Союза ССР от 18 ноября 1944 года

Выполняя важнейшую государственную задачу по подготовке инженеров и техников для авиационной промышленности, ВТУЗ'ы и техникумы Наркомавиапрома, в трудных условиях военного времени, сохранив кадры руководящего и профессорско-преподавательского состава, увеличили контингенты учащихся на 60% по сравнению с довоенным временем и успешно закончили 1943/44 учебный год.

Отмечая работу, проведенную коллективами ВТУЗ'ов и техникумов Наркомавиапрома в 1943/44 учебном году, приказываю (по Харьковскому Авиационному Институту):

1. Наградить значком „Отличник Социалистического Соревнования Авиационной Промышленности“ и премировать месячным окладом:

- Александрова Н. Н. — зав. кафедрой,
- Голдаева И. П. — декана факультета,
- Еременко А. П. — директора,
- Ковальского Б. С. — профессора,
- Костюкова Я. Х. — профессора,
- Литвинова А. А. — доцента,
- Пихтовникова Р. В. — доц., зам. директора,
- Тиктина А. Г. — профессора.

2. Объявить благодарно:

- Блященко С. Е. — доценту.
- Ламм М. М. — ст. преподавателю.

Народный Комиссар  
Авиационной Промышленности *А. Шахурин*